



**Vysoká škola báňská
Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní**

Institut dopravy

Diplomová práce



**Vysoká škola báňská
Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní**

Institut dopravy

Konstrukční řešení systému aktivní změny geometrie motocyklu

(Design of Motorcycle Active Geometry Change System)

autor: **Jakub Šmiraus**
vedoucí: **Ing. Michal Richtář**
datum odevzdání : **23.5 2011**

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové (bakalářské) práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Krchlebech
.....
podpis studenta

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut dopravy

Konstrukční řešení systému aktivní změny geometrie motocyklu

Design of Motorcycle Active Geometry Change System

Student: Jakub Šmirus

Vedoucí diplomové práce: Ing. Michal Richtář

Ostrava 2011

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové (bakalářské) práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové (bakalářské) práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Krchlebech

.....

podpis

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. ŠMIRAUS JAKUB. Konstrukční řešení systému aktivní změny geometrie motocyklu, katedra Institut dopravy, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2011, 106 s. Diplomové práce, vedoucí: Ing. Michal Richtář .

Náplní diplomové práce je řešení konstrukce systému aktivní změny geometrie motocyklu. V úvodu práce je nastíněna problematika dynamiky pohybu motocyklu a jeho rozměrových či konstrukčních vlastností. V praktickou část práce tvoří postup při vytváření návrhu systému aktivní geometrie motocyklu se zdůvodněním volby prvků systému a jeho celé konstrukce. Po této části následují výpočty namáhání jednotlivých částí podvozku a zhodnocení přínosu. V poslední části je pak popis skutečně vytvořeného funkčního modelu a jeho zkušební jízdy. V závěru je zhodnocení práce a návrh případného využití systému pro provoz či vývoj podvozkových částí motocyklů. Přílohami práce jsou záznamy z měření, pevnostní analýzy, vývojové 3D modely a výkresy částí systému změny geometrie, které bylo nutné vyrobit pro realizaci jeho konstrukce.

ANNOTATION OF THESIS

ŠMIRAUS JAKUB. Design of Motorcycle Active Geometry Change System. Ostrava: Department Institute of traffic, Faculty of Mechanical Engineering VŠB - Technical University of Ostrava, 2011, 106 p. Thesis, head: Ing. Michal Richtář.

The topic of this thesis is the construction of an active changing system of a motorcycle geometry. The introduction outlines the problematics of motion dynamics of a motorcycle and its dimensional and design features. The practical part focuses on the process of active geometry drawing creation and presents the reasons for selection of particular elements of the system as well as its whole construction. In the following section, the calculations of mechanical stress of particular chassis components and the benefits evaluations are provided. Subsequently, an actually constructed model and its test drive are described. The conclusion includes the thesis evaluation and examples of a potential utilization of the system in operation or development of undercarriage motorcycle parts. The appendix comprises of measurement records, solidity analyses, developmental 3D models and technical drawings of elements of the changing geometry system created in order to make its construction possible.

Obsah diplomové práce

1. Úvod.....	2
2. Rozměry a geometrie jednostopých vozidel.....	4
3. Dynamické účinky při pohybu jednostopého vozidla.....	12
3.1 Síly a jízdní odpory působící na motocykl.....	12
3.2 Specifické jevy při pohybu motocyklu.....	20
3.3 Stávající druhy uložení a vedení předního kola.....	31
4. Možná konstrukční řešení zavěšení s variabilní geometrií.....	43
4.1 Výběr typu zavěšení předního kola s ohledem na možnosti využití.....	43
4.2 Požadavky na zavěšení s proměnlivou geometrií.....	44
4.3 Návrh řešení realizace změny úhlu osy řízení.....	45
4.4 Volba prvku nastavení úhlu osy řízení	47
5. Výpočty namáhání prvků řízení na skutečném motocyklu.....	49
5.1 Vážení motocyklu a zjištění hmotností připadajících na jednotlivá kola.....	49
5.2 Určení polohy těžiště motocyklu.....	51
5.3 Výpočet zatěžujících sil v mezních situacích pohybu motocyklu.....	52
5.4 Výpočet vratného momentu řízení a jízdní stability.....	56
6. Řešení vlastního konstrukčního provedení.....	60
6.1 Návrh hlavy řízení a oka čepu hlavy řízení.....	60
6.2 Výpočet spodního čepu hlavy řízení.....	62
6.3 Výpočet horního čepu a oka hlavy řízení.....	64
6.4 Návrh a výpočet pohybového šroubu.....	65
6.5 Uložení a namáhání matice a šroubovice pohybového šroubu.....	71
7. Pevnostní kontrola konstrukce závěsu pomocí MKP.....	81
7.1 Úvod do metody konečných prvků.....	81
7.2 Pevnostní výpočet původní konstrukce rámu.....	83
7.3 Pevnostní výpočet rámu s proměnnou geometrií.....	86
7.4 Vyhodnocení výsledků.....	90
8. Popis vybraných pracovních postupů při realizaci prototypového vzorku....	91
8.1 Demontáž původního rámu s měnitelnou geometrií na motocykl ZXR 400 L.....	91
8.2 Konstrukce měřicí stolice a postup měření geometrie rámu.....	92
8.3 Svařovací práce na konstrukci závěsu předního kola.....	95
9. Zjištěné vlastnosti variabilní geometrie podvozku.....	97
9.1 Výsledky jízdních zkoušek.....	97
9.2 Ekonomické zhodnocení stavby prototypu.....	99
10. Nastínění možného využití zavěšení s variabilní geometrií	101
11. Závěr.....	103

1. Úvod

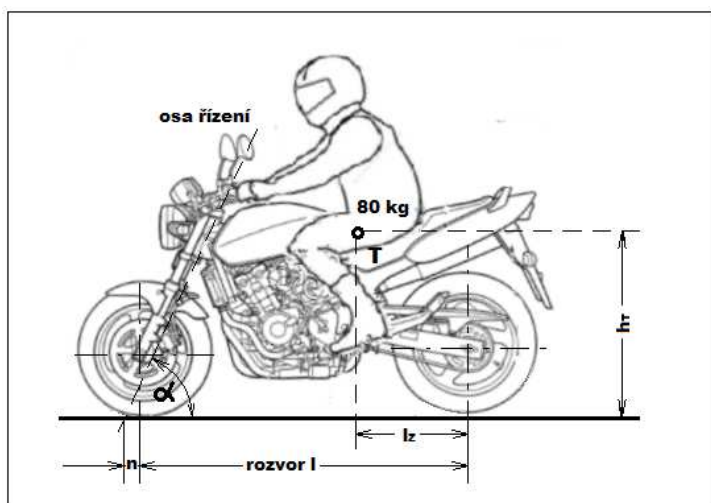
Ke zvolení tématu z oblasti jednostopých vozidel mě vedlo hned několik důvodů. Tím prvním z nich je skutečnost, že i přes velký zájem o tyto dopravní prostředky, jak ze strany uživatelské veřejnosti, tak i ze strany odborných či sportovních kruhů, nejsou vydávány odborné studie či ucelené publikace zabývající se touto problematikou v takové míře, jakou by toto odvětví silniční dopravy zasluhovalo. Druhým důvodem pro zaměření se na toto téma pro mě je fakt, že vzrůstající popularita motocyklů v České republice a nejen v ní jde ruku v ruce se zvyšující se nehodovostí těchto dopravních prostředků. Nehody motocyklů plní stránky novin i televizní zpravodajství avšak zásadních změn pro zvýšení bezpečnosti provozu se dostává jen ve velmi omezené míře. Cílem této práce je tedy pokus nejen o zkvalitnění samotných jízdních vlastností motocyklu za účelem zlepšení dynamiky pohybu a odezvy podvozku, ale i zvýšení bezpečnosti provozu z těchto změn plynoucí. Posledním důvodem, proč jsem si zvolil téma zabývající se touto problematikou je můj osobní vztah k motocyklům a jejich opravám či úpravám. Této činnosti se věnuji již přes 10 let. Jak z mých poznatků, tak i z názorů lidí v mém okolí věnujícím se stejné problematice, jsem došel k názoru, že právě ve zlepšení odezvy motocyklu na požadavky jezdce se skrývá největší potenciál budoucího vývoje jednostopých vozidel. Náplní diplomové práce je tedy vývoj systému, který bude toto zlepšení zaručovat. Hlavní myšlenkou při návrhu bylo spojení výhod motocyklů s různým zaměřením v oblasti ovladatelnosti v jeden všestranný jednostopý dopravní prostředek. Inspiraci pro volbu oblasti, které bych se u jednostopých vozidel věnoval, jsem hledal v historii tohoto odvětví dopravních prostředků.

V počátcích vývoje prvních motorizovaných bicyklů, jako byl například Velociped Michaux – Perraux, který využíval pro svůj pohon parní stroj, nebyl kladen na jízdní stabilitu a komfort jízdy žádný velký důraz. Teprve na počátku 20. století, po patentování motoru s vnitřním spalováním Dr. Ottem, se začal jeho asistent jménem Daimler zabývat také problematikou stability jízdy a samotným ovládáním jednostopého vozidla. Bylo mu totiž jasné, že ze zvyšující se rychlosti jízdy bude vzrůstat požadavek na její bezpečnost a pohodlí cestujících. Od této doby se motocykl vyvíjel nezadržitelně ve stále dokonalejší stroj s jízdní dynamikou, která překonávala většinu soudobých automobilů. Vývoj podvozků motocyklů ovšem nedosahoval takové rychlosti, jako vývoj spalovacího motoru. Proto se v dějinách motocyklu objevovaly období, kdy výkon motoru výrazně

přesahoval možnosti podvozkových skupin. Motocykly těchto období byly sice neuvěřitelně rychlé, ovšem jejich ovládání bylo natolik složité, že si v řadách obyčejných uživatelů vybíraly tu nejvyšší daň v podobě lidských životů. Podstatný zlom v konstrukci podvozků motocyklů přišel až koncem 90. let, kdy do nich začaly pronikat nové materiály v podobě slitin hliníku a různé kompozity. Ty přinášely do té doby nevídanou pevnost se zachováním nebo dokonce snížením hmotnosti dané části. Právě v této době se znovu otevřela cesta k vývoji rychlých ovšem skvěle ovladatelných a bezpečných motocyklů. Dnes jsou vyvíjeny stále nová řešení konstrukce zavěšení kol, tlumících a pružících prvků nebo brzdových soustav s brzdovými asistenty. Poslední vývojovou novinkou v oblasti motocyklů je aplikace elektroniky do chování motocyklu v podobě elektronických stabilizací náklonu a regulací výkonu motoru v závislosti na jízdních podmínkách.

2. Rozměry a geometrie jednostopých vozidel

Pro celou tuto kapitolu byla předlohou literatura [1,2,3] uvedená v závěru této práce. Jednostopá vozidla se vždy vyznačovala dobrou ovladatelností, malými odpory a jednoduchou manipulací. Tyto výhody jsou ovšem vykoupeny nízkou směrovou stabilitou. Zmíněná ovladatelnost či stabilita v přímé jízdě nebo v náklonu motocyklu je určena zejména rozměrovými poměry podvozku a konstrukcí spolu celkovou geometrií řízení. Rozhodující jsou především rozměry uvedené na obr. 1.



- úhel sklonu přední vidlice
- styčný bod kola se zemí
- průsečík osy řízení se zemí
- závlak (stopa) předního kola
- rozvor kol
- poloha těžiště

Obr. 1 Základní parametry geometrie podvozku motocyklu

Úhel sklonu přední vidlice (osy řízení)

Úhel sklonu přední vidlice udává úhel mezi osou otáčení hlavy řízení a rovinou vozovky. Menší úhel sklonu přední vidlice (řídítka jsou více položená, přední kolo je více předsunuté dopředu) s sebou přináší větší stabilizující účinek pro přední vidlici. Větší vratný moment při menším sklonu přední vidlice lépe eliminuje kmitání řídítek. Čímž zlepšuje vedení předního kola při přímé jízdě vyššími rychlostmi. To vše jde ovšem ruku v ruce se závlekiem předního kola. Větší úhel sklonu přední vidlice nemá tak zásadní vliv na podélné kývání motocyklu, jak se dříve konstruktéři domnívali. V tomto případě je ovšem složitější docílení dostatečného závleku. Je ovšem pravdou, že se při zvětšení úhlu sklonu přední vidlice zvětšuje i sklon ke kývání a kmitání přední vidlice. Tato náchylnost je taktéž podmíněna zatížením. Z toho důvodu není možné přední část zatěžovat nákladem. Úhel sklonu přední vidlice (přesněji úhel osy hlavy řízení) se pohybuje v rozmezí kolem 61° až 64° s vodorovnou podložkou.

Styčný bod kola s vozovkou, průsečík osy řízení s vozovkou

Styčný bod kola se zemí tvoří průsečík osy kola, kolmé k podložce stojícího motocyklu, v místě jejich průniku. Tento styčný bod je znázorněn na obrázku 1. pro obě kola. Průsečík osy hlavy řízení je bod průniku této osy a podložky ve vzdálenosti n . Tato se pak nazývá závlek (stopa) předního kola. Závlek zadního kola je pak tvořen vzdáleností bodu průsečíku osy řízení a bodu styku zadního kola (na obrázku 1. tedy $\text{rozvor} + n$).

Závlek (stopa, předsunutí) předního kola

Závlek kola má podstatný vliv na stabilitu a jízdní vlastnosti motocyklu. Větší závlek předního kola zajišťuje větší jízdní stabilitu při vysoké rychlosti a to nezávisle na úhlu sklonu přední vidlice. Většího závleku předního kola lze dosáhnout několika způsoby. Konstruktivních řešení je několik. Například zalomením přední vidlice tak, že přední vidlice není rovnoběžná s osou hlavy řízení nebo je možné předsunout pouze osu předního kola mimo zmíněnou osu hlavy řízení. V situaci s malým zatížením předního kola se přední vidlice při větším předsunutí kola a menším úhlu sklonu osy řízení značně zlepšuje i stabilita při nízkých rychlostech jízdy. Na druhou stranu s rostoucím zatížením se u přední vidlice zvětšuje sklon ke kmitání.

Rozvor kol

Rozvor je vzdálenost os otáčení kol při jízdě v přímém směru. Jeho velikost je závislá na konstrukčním uspořádání motocyklu. Vliv na jeho velikost má způsob zavěšení kol, rozměry pohonné jednotky a zejména požadované jízdní vlastnosti. U motocyklů nižších kubatur začíná jeho hodnota na cca 1350 mm, u větších kubatur a motocyklů se zaměřením na komfortní cestování i přes 1500 mm. Z toho tedy vyplývá, že větší rozvor kol zajišťuje lepší vedení podvozku a má za následek omezení nebezpečného vlastního kmitání neboli rezonance. Toto kmitání je situováno do pásma vyšších rychlostí. Větší rozvor však způsobuje zvětšení poloměru minimálního poloměru otáčení. Těmto negativním jevům lze předejít zkrácením závleku, ovšem znovu vyváženým nižší stabilitou v přímé jízdě. Prodloužení rozvoru zároveň značně zvyšuje torzní namáhání rámu i jeho namáhání ohybem.

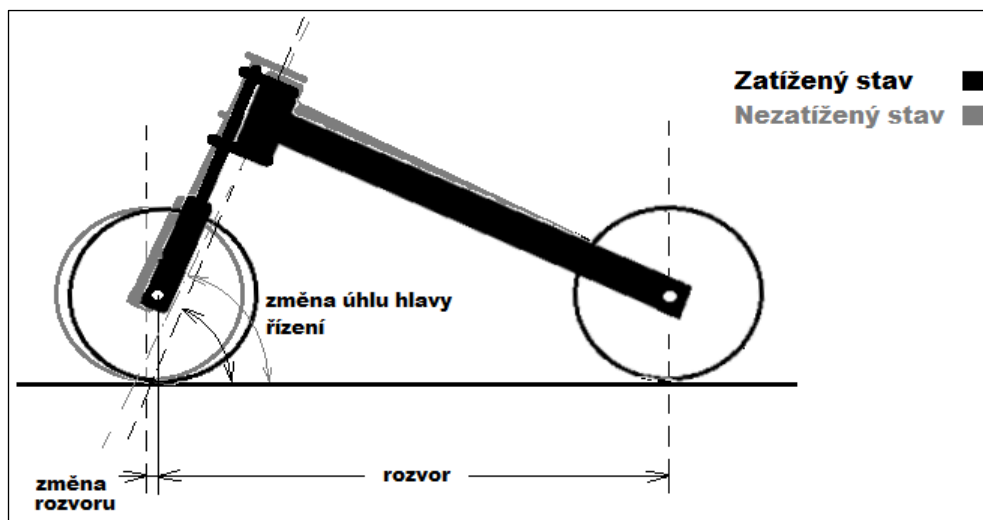
Těžiště

Poloha těžiště bývá určena horizontální i vertikální i vertikální polohou. Důležitější než zkoumání jeho polohy na prázdném motocyklu je sledování změn polohy se zvyšujícím se zatížením od posádky nebo nákladu. Pro změnu polohy těžiště lze volit několik způsobů konstrukčních zásahů. Od změny opěrných bodů pro posádku (poloha řídítek, stupaček nebo sedáku) až po naklápění motoru či využívání jeho bloku pro doplnění konstrukce rámu. Pokud by se těžiště motocyklu posunulo příliš dopředu, projeví se to zhoršením ovladatelnosti, zároveň se ale potlačuje sklon ke kmitání přední vidlice a kývání motocyklu v nižších rychlostech. Při posunu těžiště do zadní části motocyklu se odlehčí přední část motocyklu a tím se zlepší jeho ovladatelnost. Při odlehčení předního zavěšení kola se však s menším úhlem hlavy řídítek zvyšuje sklon ke kmitání a tzv. třepetání motocyklu ve vyšších rychlostech.

Výšková poloha těžiště ovlivňuje chování motocyklu ve stejné míře jako jeho horizontální poloha. Nízko umístěné těžiště má dobrý vliv na stabilitu stroje především při nízkých rychlostech a ulehčuje jeho ovládání, snižuje jeho vratkost a usnadňuje manipulaci s celým motocyklem. Vysoko položené těžiště má pozitivní vliv na stabilitu při vyšších rychlostech a uděluje motocyklu vyšší stabilitu při projíždění rychlých dlouhých zatáček. Při menších rychlostech však způsobuje vratkost stroje vlivem většího klopného momentu. S výškou těžiště i na jeho vodorovnou polohou může pracovat i posádka motocyklu. Při obsazení dvoučlennou posádkou se ovšem tato možnost značně omezuje a proto sní lze počítat pouze v omezené míře.

Zatížení kol

Zatížení kol má u motocyklů, jak již bylo uvedeno, velký vliv na stabilitu a chování podvozku při nízkých i vysokých rychlostech. Rozdělení zatížení kol nebývá příliš často uváděnou hodnotou. Je však možné jej zjišťovat vážením motocyklu. Změny rozvoru a závleku jsou při reálném zatěžování podvozku znázorněny na obrázku 2. Pro zjišťování horizontální polohy těžiště se určují zatížení náprav, tedy kol. Hmotnost připadající na přední nápravu se smluvně značí m_p , analogicky zatížení zadní nápravy m_z . Součtem těchto hmotností musí být celková hmotnost motocyklu m . Zmíněné zatížení pro určení takovéto polohy je nutné měřit na motocyklu stojícím vodorovně (na vodorovné podložce).



Obr.2 Změna závleku a rozvoru vlivem zatížení

Z textu plyne pro vodorovnou vzdálenost těžiště od zadní nápravy

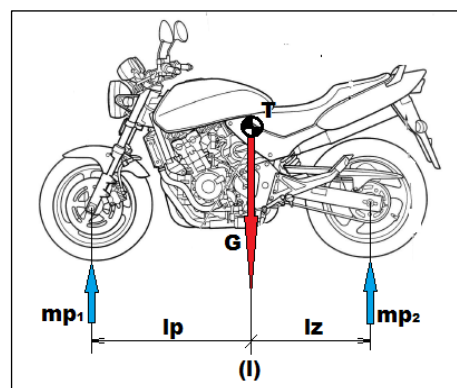
$$l_z = \frac{m_p}{m} \cdot l = \frac{m_p}{m_p + m_z} \cdot l = \frac{m_p / m_z}{1 + m_p / m_z} \cdot l$$

Pro vodorovnou vzdálenost těžiště od přední nápravy

$$l_p = \frac{m_z}{m} \cdot l = \frac{m_z}{m_p + m_z} \cdot l = \frac{1}{1 + m_p / m_z} \cdot l$$

Pokud je splněna podmínka vodorovně stojícího motocyklu, je součet vzdáleností l_p a l_z je rovna rozvoru vozidla l , zároveň je součet zatížení roven celkové hmotnosti. Platí tedy

$$l_p + l_z = l \quad \text{zároveň potom} \quad m = m_p + m_z$$



Obr. 3 Rozložení zatěžujících sil

Výškovou polohu těžiště motocyklu je možné zjištit tak, že jedno kolo motocyklu je položeno na váze a zadní kolo je nadzvednuto vyvýšenou podložkou na výšku H_1 , čímž se i vozidlo nakloní o úhel v_1 . Takováto situace je znázorněna na obrázku 4.

V tomto stavu statická rovnice rovnováhy momentů vzhledem k ose zadního kola zní:

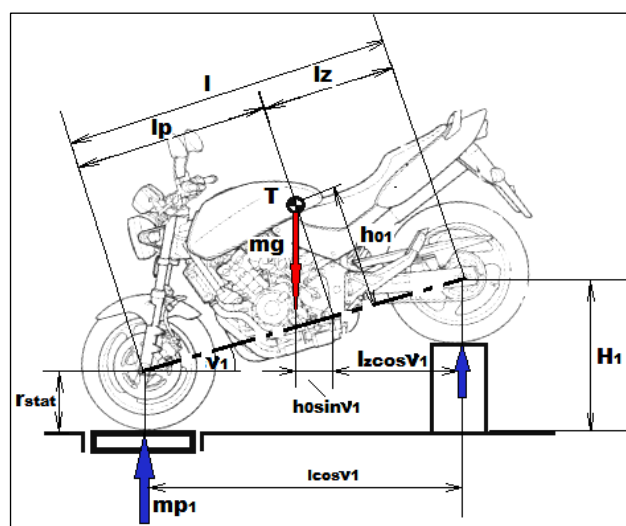
$$m_{pl} \cdot l \cdot \cos v_1 - m \cdot (h_{01} \cdot \sin v_1 + l_z \cdot \cos v_1) = 0$$

pro přední kolo platí

$$m_{pl} = \frac{m \cdot h_{01}}{l} \cdot \operatorname{tg} v_1 - m \cdot \frac{l_z}{l}$$

$$m_{pl} = \frac{m \cdot h_{01}}{l} \cdot \operatorname{tg} v_1 - m_p$$

m_p je hmotnost připadající na přední kolo vodorovně stojícího motocyklu.



Obr. 4 Zatížení při naklonění celého motocyklu

Okamžitá hmotnost připadající na přední kolo při zvednutí motocyklu je větší o hodnotu Δm_p , tzv. platí že

$$m_{pl} = m_p + \Delta m_p,$$

$$\Delta m_p = m_{pl} - m_p = \frac{m \cdot h_{01}}{l} \cdot \operatorname{tg} v_1$$

Přírůstek hmotnosti Δm_{pl} , pak můžeme určit kolmou vzdálenost h_{01} od spojnice středů kol.

$$h_{01} = \frac{\Delta m_{pl}}{m} \cdot \frac{l}{\operatorname{tg} v_1}$$

Výška těžiště se pak vypočítá ze součtu:

$$h = h_{01} + r_{stat}$$

r_{stat} vzdálenost středu kola od podložky (předp. stejné hodnoty přední a zadní kolo).

Úhel v_1 je možno také vyjádřit v závislosti na výšce H_1

$$\sin v_1 = \frac{H_1}{l}, \cot g v_1 = \frac{\sqrt{1 - \sin^2 v_1}}{\sin v_1} = \frac{\sqrt{l^2 - H_1^2}}{H_1}$$

Určení momentu setrvačnosti

Při určování momentů setrvačnosti vozidel, nebo jejich pohyblivě uloženým součástí, je možné používat několik možných metod. Ovšem každá z používaných metod je založena na principu závislosti mezi momentem setrvačnosti a frekvencí vlastního kmitání zkoušených těles. Při měření musíme předpokládat, že kmitání bude netlumené a měří se doba kmitu (perioda) T .

Základní metody určení momentu setrvačnosti tělesa

- Fyzikální kyvadlo
- Torzní závěs
- Bifilární závěs
- Trojvláknový závěs
- Čtyřvláknový závěs

K měření momentu setrvačnosti těles vzhledem k svislé ose procházející těžištěm, se často používá plošina kmitající ve vodorovné rovině. K tomuto úhlovému kmitání slouží torzní tyč nebo vodorovně uložené vinuté pružiny. Z lineárních tuhostí pružin nebo tyče lze vypočítat úhlovou tuhost vzhledem k ose kmitání podpůrné plošiny. Určí se doba kmitu tělesa a plošiny T_{vp} a doba kmitu samotné plošiny T_p .

Pokud potom známe úhlovou tuhost torzní tyče (nebo úhlovou tuhost vinutých pružin) potom můžeme podle vztahu tento moment setrvačnosti J_z vypočítat

$$J_z = \frac{C_T}{4 \cdot \pi} \cdot T^2$$

určíme-li moment setrvačnosti tělesa a plošiny J_{ZVP} ($\sim T_{VP}$) a moment setrvačnosti pouze plošiny J_{ZP} ($\sim T_P$). Moment setrvačnosti tělesa vzhledem k jeho svislé ose se určí z výrazu

$$J_z = J_{ZVP} - J_{ZP} = \frac{C_T}{4 \cdot \pi} \cdot (T_{VP}^2 - T_P^2)$$

K určení momentu setrvačnosti vozidla k svislé ose se používá třívláknový závěs nebo čtyřvláknový závěs. Musí však být splněna podmínka, že poloha závěsných lan musí být rovnoběžná k ose kmitání a zároveň aby byly jejich konce upevněny na stejném poloměru.

Při měření se pak zjišťuje doba kmitu volného více vláknového závěsu T_K , z níž je možné určit moment setrvačnosti závěsu k ose kmitání dle vztahu

$$J_{k0} = \frac{G_k a^2}{4\pi^2 l} T_k^2$$

G_k tíha závěsu
 a vodorovná vzdálenost závěsných vláken od středu plošiny závěsu
 l délka závěsných lan

Těleso, jehož moment setrvačnosti chceme určit, vložíme do závěsu tak, aby svislá osa jdoucí těžištěm tělesa byla totožná a osou kmitání závěsu. Změříme periodu kmitu plošiny s tělesem T_{dk} a následně určíme moment setrvačnosti tělesa a plošiny k ose kmitání.

$$J_{dk0} = \frac{(G + G_k) a^2}{4\pi^2 l} T_{dk}^2$$

Gtíha měřeného tělesa

Hmotnostní moment setrvačnosti tělesa vzhledem k ose o

$$J_{d0} = J_{dk0} - J_{k0} = \frac{G a^2}{4\pi^2 l} T_{dk}^2 + \frac{G_k a^2}{4\pi^2 l} (T_{dk}^2 - T_k^2)$$

Pro úplnost je vhodné uvedení kategorizace jednostopých vozidel dle EHK OSN

Vozidla kategorie L jsou motorová vozidla, která mají dvě nebo tři kola:

- A) kategorie L1 se dvěma koly a s motorem se zdvihovým objemem válců nepřevyšujícím 50 cm³ v případě pohonu spalovacím motorem a s maximální konstrukční rychlostí nepřevyšující 50 km/h při jakémkoli druhu pohonu,
- B) kategorie L2 se třemi koly s motorem se zdvihovým objemem válců nepřevyšujícím 50 cm³ v případě pohonu spalovacím motorem a s maximální konstrukční rychlostí nepřevyšující 50 km/h při jakémkoli druhu pohonu,
- C) kategorie L3 se dvěma koly s motorem se zdvihovým objemem válců převyšujícím 50 cm³ v případě pohonu spalovacím motorem nebo s maximální konstrukční rychlostí převyšující 50 km/h při jakémkoli druhu pohonu,
- D) kategorie L4 se třemi koly umístěnými nesouměrně k podélné střední rovině vozidla spalovacím motorem nebo s maximální konstrukční rychlostí převyšující 50 km/h při jakémkoli druhu pohonu (motocykl s postranním vozíkem),
- E) kategorie L5 se třemi koly umístěnými souměrně k podélné střední rovině vozidla a s motorem se zdvihovým objemem válců převyšujícím 50 cm³ v případě pohonu spalovacím motorem nebo s maximální konstrukční rychlostí převyšující 50 km/h při jakémkoli druhu pohonu.

Kategorie L zahrnuje též jízdní kolo s trvale zabudovaným hnacím motorem (motokolo) s objemem válců motoru nepřevyšujícím 50 cm³ v případě pohonu spalovacím motorem a s maximální konstrukční rychlostí nepřevyšující 20 km/h při jakémkoli druhu pohonu a patřící do kategorie LM.

3. Dynamické účinky při pohybu jednostopého vozidla

3.1 Síly a odpory působící na motocykl

Pohon motocyklu

Pro uskutečnění pohybu motocyklu je nutné, aby zdroj pohybové energie motocyklu dokázal překonávat vlastní jízdní odpory. Čím větší měrou jsou síly odporů převýšeny, tím větší je dynamika vozidla z pohledu zrychlení. Zmíněné jízdní odpory jsou síly, které tedy působí proti pohybu vozidla. Tyto síly způsobují namáhání konstrukčních částí vozidla i při pouhém rovnoměrném pohybu vozidla. Ne vždy jsou ovšem nežádoucí. Pokud je nutné pohybovou energii vozidla mařit, tedy brzdit, je jejich účinek žádoucí. Z pohledu výpočtu namáhání je nutné s některými jízdními odpory počítat. Nejvyšší měrou se na namáhání podvozku podílí odpor valení. Některé odpory vznikají pouze při specifických podmínkách způsobených pohyby motocyklu v různých osách klopení. Odporem, který tyto jevy reprezentuje, je gyroskopický jev. Vlivy odporů a jiných jevů jsou na motocyklu více znatelné oproti ostatním silničním vozidlům zejména kvůli nižší hmotnosti a mnohem nižší jízdní stabilitě.

Odpor valivý

Tento odpor vzniká deformací pneumatiky a vozovky. Je-li reálná vozovka tuhá, pak dochází jen k deformaci pneumatiky. Pneumatika se stýká s vozovkou v ploše nazývané stopou. V přední části stopy ve směru valení dochází ke stlačování obvodu pneumatiky do roviny vozovky a v zadní části se obvod opět vyrovnává do kruhového tvaru. Vlivem ztrát energie v pneumatice, která se transformuje na teplo, jsou síly potřebné ke stlačení pneumatiky větší, než ty síly, jimiž působí pneumatika na vozovku při navracení zpět do kruhového tvaru (hystereze). Měrné tlaky v přední části stopy jsou tedy větší. Radiální reakce vozovky Z_k je předsunuta před svislou osu kola o hodnotu e . obr.5.

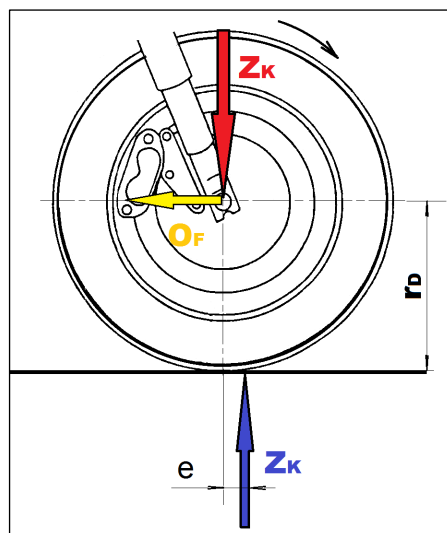
Reakce vozovky Z_k je stejně velká jako zatížení kola, tzn. vzniká sílová dvojice neboli moment $M_{fK} = Z_k e$, který působí proti otáčení kola. Potom tedy platí

$$M_{fK} = O_{fK} r_d = Z_k e$$

neboli valivý odpor kola je

$$O_{fK} = Z_K \frac{e}{r_d} = Z_K f_K,$$

kde $f_K = e/r_d$ je tzv. součinitel valivého odporu kola



Obr. 5 Schéma valení kola

Součinitel valivého odporu f_K závisí především na povrchu podložky valení. V tab. 1. jsou vypsány základní druhy povrchu běžné při jízdě a k nim přiřazeny součinitele odporu valení. Z dalších vlivů je nejdůležitější vliv deformace kola a jeho rychlosti valení. Deformace pneumatiky závisí především na konstrukci a huštění.

Při menším tlaku nahuštění pneumatiky vzniká větší deformace, čímž roste deformační i tlumící práce, která zvětšuje valivý odpor. Hodnoty tlaku v pneumatikách hlídá u moderních motocyklů systém TPMS (Tyre Pressure Monitoring System). Při vysokých rychlostech pak nestačí pneumatika dostatečně vyrovnávat své deformace, které vznikají v přední části stopy. Tím se svislá reakce Z_K posouvá dopředu ve směru jízdy a součinitel valivého odporu se zvětší. Při velmi vysokých rychlostech se součinitel valivého odporu zvětší vlivem ztrát, jež způsobí rozkmitání oběžné plochy u stěn pneumatiky. Při nižších rychlostech do 80 km/h se tento vliv pro zanedbatelné hodnoty neuvažuje. Přes tuto hranici potom stoupá s rychlostí jízdy.

Povrch	f_K	Povrch	f_K
<i>asfalt</i>	0,01 – 0,02	<i>travnatý terén</i>	0,08 – 0,15
<i>beton</i>	0,015 – 0,025	<i>hluboký písek</i>	0,15 – 0,30
<i>dlažba</i>	0,02 – 0,03	<i>čerstvý sníh</i>	0,20 – 0,30
<i>makadam</i>	0,03 – 0,04	<i>bahnitá půda</i>	0,20 – 0,40
<i>polní cesta – suchá</i>	0,04 – 0,15	<i>náledí</i>	0,01 – 0,025
<i>polní cesta – mokrá</i>	0,08 – 0,20		

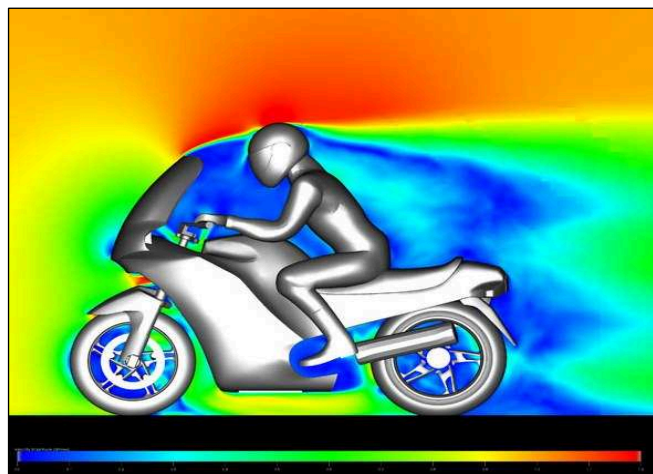
tab. 1 Součinitel valivého odporu pro různé povrchy vozovek

Valivý odpor celého motocyklu O_f je dán součtem valivých odporů předního a zadního kola (popř. postranního vozíku).

$$O_f = \sum_i O_{fKi} = \sum_i Z_{Ki} f_{Ki} = O_{fp} + O_{fz}$$

Odpor vzdušný

Při pohybu motocyklu proudí část vzduchu kolem horní části karosérie motocyklu a část se musí protlačit prostorem mezi spodní částí a povrchem vozovky. Celková hodnota součinitele vzduchu u motocyklu je velmi vysoká. Tuto skutečnost má na svědomí konstrukční řešení stavby motocyklu. Zejména to jsou nezakrytovaná kola a odpor posádky sedící na motocyklu v proudě obtékajícího vzduchu. Tyto aerodynamické nedostatky se řeší kapotáží motocyklů, ovšem koeficient odporu vzduchu je stále vysoký z důvodu nutnosti realizace vstupů chladícího vzduchu k motoru a brzdám. Proudnice obtékajícího vzduchu se za vozidlem neuzavírají, ale nastává zde víření, obr.6. Tak vzniká vzdušný odpor O_v .



Obr. 6 Obtékání vzduchu motocyklu

[www.exa.com]

Vzdušný odpor motocyklu

$$O_v = c_x \frac{\rho}{2} S_x v_r^2$$

v_r výsledná (náporová) rychlost proudění

S_x čelní plocha vozidla

ρ měrná hmotnost vzduchu

c_x součinitel vzdušného odporu.

Náporová rychlost v_r je součtem záporné rychlosti pohybu vozidla v v klidném vzduchu a s rychlostí větru v_v :

$$\vec{v}_r = \vec{v} + \vec{v}_v$$

Měrná hmotnost vzduchu ρ závisí na teplotě a tlaku vzduchu. Ve výpočtech uvažujeme $\rho = 1,25 \text{ kg/m}^3$ při $p_0 = 1,013 \text{ bar}$ (101,3 kPa) a teplotu $t_0 = 15^\circ\text{C}$.

Hodnota plochy S_x se získá čelní projekcí vozidla.

Hodnota součinitele odporu C_x je různá pro různé druhy motocyklů. Sportovní motocykly mají tuto hodnotu mezi 0,3 a 0,6, cestovní motocykly mezi 0,4 a 0,9. Pro srovnání, automobily jsou dnes vyráběny v rozmezí cca 0,26 a 0,36.

Odpor stoupání

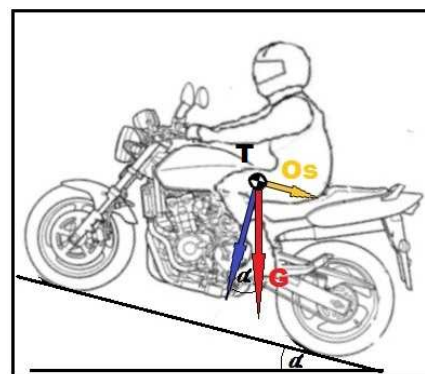
Odpor stoupání je, jak je vidět na obr.6, určen složkou tíhy vozidla rovnoběžnou s povrchem vozovky.

$$O_s = \pm G \sin \alpha$$

Gcelková tíha

αúhel stoupání

Znaménko plus nebo mínus určuje jízdu ze svahu nebo do svahu. Odpor stoupání O_s působí v těžišti vozidla T .



Obr.6 Jízda ve stoupání

Při výpočtech se většinou namísto úhlu stoupání používá sklon svahu (stoupání) s , pro který platí:

$$s = \frac{h}{l} = \tan \alpha$$

Pro malé úhly je $\sin \alpha \approx \tan \alpha$

$$O_s = \pm Gs$$

$$\alpha = \arctg(s) = \arctg \frac{s[\%]}{100}$$

Odpor zrychlení

Odpor zrychlení je setrvačná síla, která se projevuje při zrychlování motocyklu a působí proti směru zrychlení. Odpor zrychlení je složen z odporu zrychlení posuvných částí a z odporu zrychlení rotačních částí.

Odporu zrychlení posuvných částí o celkové hmotnosti m je

$$O_{zp} = m\ddot{x}$$

Moment pro zrychlení rotačních částí

$$M_r = O_{Zr} r_d = M_{rm} + M_{rp} + M_{rK}$$

M_{rm} moment na hnacím kole vozidla potřebný na zrychlení rotujících částí motoru

M_{rp} moment nutný ke zrychlení rotujících částí převodného ústrojí

M_{rK} moment potřebný pro zrychlení obou kol motocyklu.

Moment pro zrychlení rotujících částí motoru

$$M_{rm} = J_m \ddot{\varphi}_m i_C \eta_{mech}$$

J_m hmotností moment setrvačnosti rotujících částí motoru

$\ddot{\varphi}_m$ úhlové zrychlení rotujících částí motoru

i_C celkový převod mezi motorem a hnacími koly $i_C = i_{prim} \cdot i_{p} \cdot i_{sek}$

i_{prim} převodový poměr primárního převodu

i_p převodový poměr převodovky

i_{sek} převodový poměr sekundárního převodu

η_{mech} celková mechanická účinnost

Celková účinnost převodového ústrojí je součinem účinností všech jednotlivých převodů.

Odpor zrychlení otáčejících se částí

$$O_{Zr} = \frac{J_{red} \ddot{\varphi}_m i_C}{r_d}$$

J_{red} redukovaný moment setrvačnosti

$\ddot{\varphi}_m$ úhlové zrychlení motoru

i_C celkový převodový poměr

r_d dynamický poloměr kola

Úhlové zrychlení poháněného kola je

$$\ddot{\varphi}_K = \ddot{\varphi}_m i_C$$

zavedením $\ddot{\varphi}_K \cdot r_d = \ddot{x}$ bude konečný výpočet odporu zrychlení otáčejících částí mít tvar

$$O_{Zr} = \frac{J_{red} \ddot{x}}{r_d^2}$$

Výsledný odpor zrychlení posuvných a rotačních částí O_z můžeme psát ve tvaru

$$O_z = m\ddot{x} + \frac{J_{red} \ddot{x}}{r_d^2} = \left(1 + \frac{J_{red} \ddot{x}}{m \cdot r_d^2}\right) \cdot m\ddot{x} = \vartheta m\ddot{x},$$

ϑ součinitel vlivu rotačních částí.

i_p celkový převod i_C závisí na zařazeném rychlostním stupni

m celková hmotnost

Vliv přilnavosti a klopného momentu na maximální zrychlení

Spojení mezi kolem a vozovkou je závislé na dosažitelné přilnavosti. Tato přilnavost reprezentuje schopnost vozidla přenést moment motoru na pohyb po podložce

Pneumatika se odvaluje bez prokluzu jen, jestli je obvodová síla menší než síla, kterou je schopno kolo na podložku přenést.

$$H_K \leq \mu_v Z_K$$

μ_v je součinitel přilnavosti

Z_K zatížení poháněného kola, radiální reakce vozovky.

M_K hnací moment přiváděný na kolo

Momentová rovnice pohybu vozidla

$$\frac{M_K}{r_d} = F_K = O_f + O_s + O_z + O_v = G \left(f + s + \vartheta \frac{\ddot{x}}{g} \right) + c_x \frac{\rho}{2} S_x v_r^2$$

Při rozjezdu vozidla na rovině zanedbáváme vzdušný odpor O_v , hnací síla musí překonávat pouze odpor valení a odpor zrychlení.

$$F_K = O_f + O_z = \left(f + \frac{\vartheta}{g} \ddot{x} \right) G$$

Pro velikost statických zatížení motocyklu stojícího na rovině platí z rovnice rovnováhy momentů

$$Z_{Pstat} = G \frac{l_z}{l} \quad \text{a} \quad Z_{Zstat} = G \frac{l_p}{l}$$

Při rozjezdu motocyklu na rovině vzniknou na kolech motocyklu dynamické radiální reakce. Dojde ke zvětšení radiální síly na zadním kole.

$$Z_P = \frac{G}{l} \left(l_z - fr_d + \frac{\vartheta}{g} \ddot{x} h \right) \quad \text{a} \quad Z_Z = \frac{G}{l} \left(l_p + fr_d + \frac{\vartheta}{g} \ddot{x} h \right)$$

Pro motocykl (poháněné zadní kolo) platí při rozjezdu podmínka

$$\mu_v Z_Z \geq \left(f + \frac{\vartheta}{g} \ddot{x} \right) G$$

$$(\ddot{x})_{\max} \leq \frac{\mu_v l_p / l - f(1 - \mu_v r_d / l)}{1 - \mu_v h / l} \frac{g}{\vartheta}$$

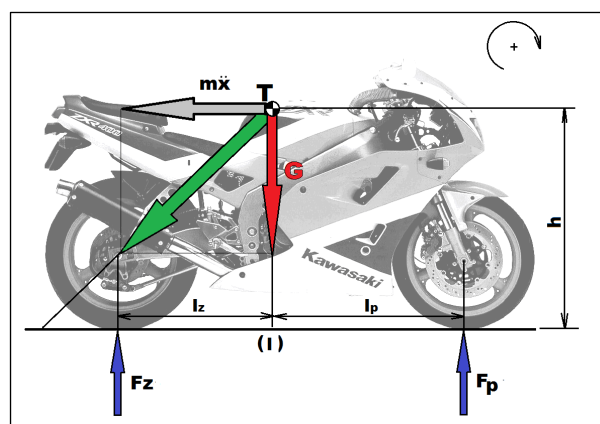
Při zrychlení je přední kolo odlehčováno, zadní přitěžováno. Při záporném zrychlení pak platí opačný stav. Odlehčení nebo přitížení závisí na faktoru $m\ddot{x}(h/l)$ a na součiniteli vlivu rotačních částí ϑ .

Při dosažení mezního zrychlení nadzvednutí je dynamické zatížení předního kola nulové. Pro mezní zrychlení, kdy dojde k nadzvednutí kola pak platí, že

$$(\ddot{x})_{\max} \leq \frac{l_z g}{h \vartheta}$$

$$Z_{Pstat} = G \left(\frac{l_z}{l} \cos \alpha - \frac{h}{l} \sin \alpha \right)$$

$$Z_{Zstat} = G \left(\frac{l_p}{l} \cos \alpha + \frac{h}{l} \sin \alpha \right)$$



Obr. 7 Klopny moment vlivem zrychleni

Podíl l_z / h je u motocyklů v zásadě menší než u osobních automobilů. Obr. 7 popisuje rozměry podstatné pro vlastnost klopné stability. Přední kolo motocyklu by se, dle schématu sil na obrázku 7. nadzvedlo, protože výslednice setrvačné síly a tíhy vozidla protíná rovinu bodů styku kol s vozovkou vně rozvoru. Pro velikosti statických zatížení na motocyklu stojícího ve svahu platí, že

$$Z_{Pstat} = G \left(\frac{l_z}{l} \cos \alpha - \frac{h}{l} \sin \alpha \right)$$

$$Z_{Zstat} = G \left(\frac{l_p}{l} \cos \alpha + \frac{h}{l} \sin \alpha \right)$$

Hnací síla F_K v situaci rozjezdu musí překonávat jen odpor stoupání a odpor valivý:

$$F_K = O_f + O_s = G(\sin \alpha + f \cos \alpha)$$

Velikost hnací síly je přitom omezena přilnavostí

$$F_K \leq \mu_v Z_Z$$

Pro radiální zatížení zadního kola platí

$$Z_Z = \frac{G}{l} [l_p + f r_d \cos \alpha + h \sin \alpha]$$

3.2 Specifické jevy při pohybu motocyklu

Gyroskopické momenty na motocyklovém kole

Gyroskopem se stává rychle rotující kolo s vlastní, velmi vysokou osovou stabilitou. Samovolně tedy zachovává polohu své roviny rotace. Jakmile je gyroskop vychylován z roviny rotace vnější silou, vniká reakce na vychylující sílu, která svírá úhel 90° s původní rovinou klopení. Síly se při zvyšující uhlové rychlosti zvětšují. Popsaná reakce, v takovémto setrvačnicku na náklon jeho osy, se nazývá precese. Podobnost kola motocyklu je tedy více než zřejmá.

Pro gyroskopický moment vzhledem k podélné ose x (obr.8) platí

$$M_{Gx} = J \cdot \omega_y \cdot \omega_z$$

J hmotnostní moment setrvačnosti

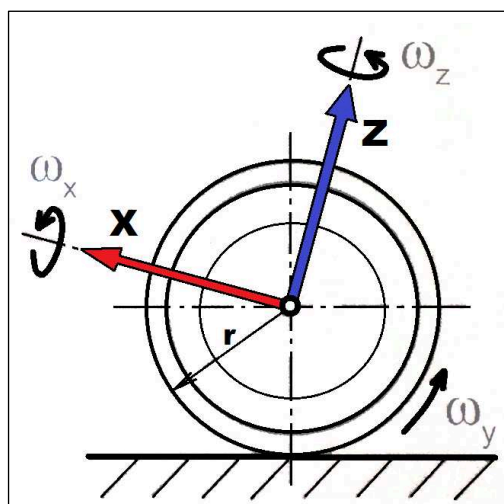
ω_y úhlová rychlost otáčení kola

ω_z úhlová rychlost natáčení kola v ose z

$$\omega_y = \frac{v}{r}$$

v úhlová rychlost rotace kola

r dynamický poloměr kola



Obr. 8 Schéma sil gyroskopického momentu

Gyroskopický moment tedy způsobuje naklápění kola kolem osy x. Vychyluje kolo ve směru kolmém na rušivý moment. V praxi tento jev funguje následovně. Pokud jsou na motocyklu natočena řídítka vlevo, gyroskopický moment se snaží naklopit stroj vpravo. Klopí-li se kolo na pravou stranu, jsou gyroskopickým momentem řídítka natáčena doleva.

Tento fakt ovšem znamená, že pokud je úhel osy rejdivání kolmý k vozovce, bude vliv gyroskopického momentu na klopení kola nejvyšší. Pokud bude úhel osy řízení k vozovce blízký 45° budou se momenty rejdivání a gyroskopického klopení vzájemně oslabovat.

Stabilita při přímé jízdě

Stabilitou v přímé jízdě je rozuměno zachování směru jízdy při působení vnějších sil tzv. poruch. Za vnější poruchy můžeme označit například boční vítr nebo vliv nerovné vozovky. V důsledku těchto poruch se motocykl naklání do různých úhlů a mění směr jízdy v poloměrech závislých na tomto naklonění. Vlastností motocyklu je, že je schopen sám sebe do určité míry zpět stabilizovat. Stabilizační účinky má zejména gyroskopický jev na rotujících kolech, jak bylo zmíněno v předchozí části.

Gyroskopické jev u obou kol stabilizuje motocykl i v plynulých ustálených obloucích a zajišťují odpor proti prudkým směnám úhlu svírajícího rovinu rotace kol s rovinou vozovky. Při náklonech motocyklu se ovšem projevuje značné vyosení bodu styku kola s vozovkou od roviny rotace. Takovéto vyosení může způsobit určité destabilizování motocyklu. Stejně tak se při přímé jízdě projevuje nerovná vozovka s podélnou nerovnostmi, které rovněž přesouvá bod styku kola s vozovkou mimo rovinu rotace či osy vozidla. Pokud se tyto destabilizující účinky opakují v kratším čase, že možné na motocyklu pozorovat zvyšující se kmit vlnění, což může být příčinou úplné ztráty stability.

Motocykl tedy reaguje na působení vnějších sil v subsystémech předního závěsu kola a zbytku motocyklu rozdílně. Pro boční poruchu lze popsat reakci motocyklu tak, že se při bočním klopení motocyklu přední kolo stáčí ve směru naklopení. Stáčení kola je závislé na úhlu naklopení a úhlové rychlosti naklápěného kola. Subsystémy zde ovšem reagují do stejného směru jízdy. Úhel stočení předního kola nyní působí jako nová rušivá veličina pro gyroskopický pohyb. Stane se tak z důvodu vnucování tohoto úhlu řízení přednímu kolu. Po srovnání tohoto odporu proti natočení kola je toto kolo stabilizováno stejnou gyroskopickou silou, která předtím bránila jeho natočení. Náklon a vedení kol je tedy stabilizován.

Druhou možností poruchy je prvotní stočení předního kola. Toto stočení má za následek vyvolání síly kolmé na osu rotace kola, potažmo vozidla. Při vychýlení kola vlevo, je kolo nakláněno na opačnou stranu. To má za následek opačnou reakci motocyklu na impulz pro řízení. Dalším důvodem tohoto opačného jevu je závlek předního kola motocyklu.

Závlek kola a jeho vliv na stabilitu

Závlek předního kola byl uveden v části rozměry motocyklu jako jeden z rozhodujících parametrů pro určování vlastností podvozku a řiditelnosti motocyklu. Vliv závleku předního kola je znázorněn na obrázku 9. Z tohoto obrázku vyplývá, že natočení kola má za příčinu vyosení bodu styku kola s vozovkou mimo jízdní osu motocyklu. Zjevným důvodem je otáčení kola kolem osy řízení a nikoli kolem osy, která by teoreticky protínala bod styku kola s vozovkou a uložení hlavy řízení motocyklu. Největší vliv na tuto skutečnost má úhel hlavy řízení a poloměr kola. Osa řízení a osa kola bývá obvykle předsazena již ve spojení hlavy řízení a vidlice předního kola. Toto přesazení ovšem představuje hodnoty řádově milimetrů, kdežto následná hodnota závleku, způsobená úhlem hlavy řízení, se pohybuje v řádech 50 až 100 mm. Účinek závleku je přitom možno popsat matematickými vztahy určujícími, jak velikostí vychýlení bodu styku kola s vozovkou, tak i velikostí vratného momentu působícího na kolo.

Vztah pro rameno momentu a

$$a = n \cdot \tan \delta$$

Vratný moment řízení M_v

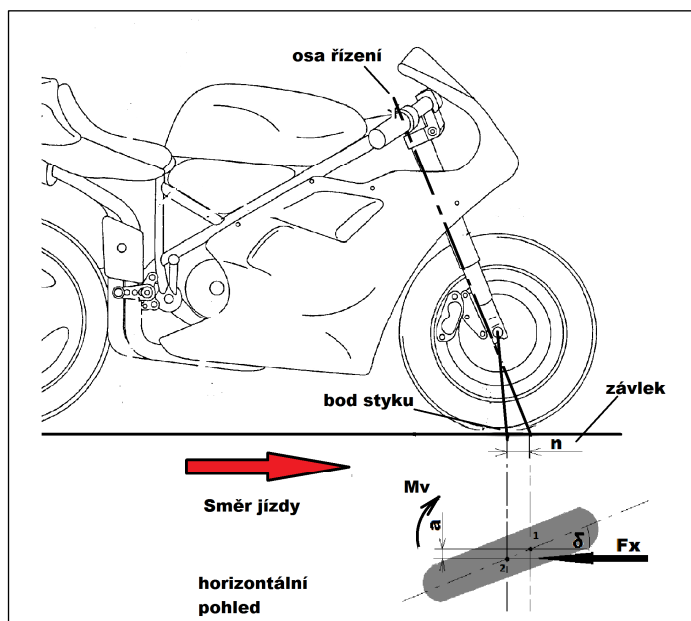
$$M_v = F_x \cdot a$$

$$M_v = O_f \cdot a$$

Při jízdě bez brzdění pak platí, že

$F_x = O_f$ s natočením kola o úhel

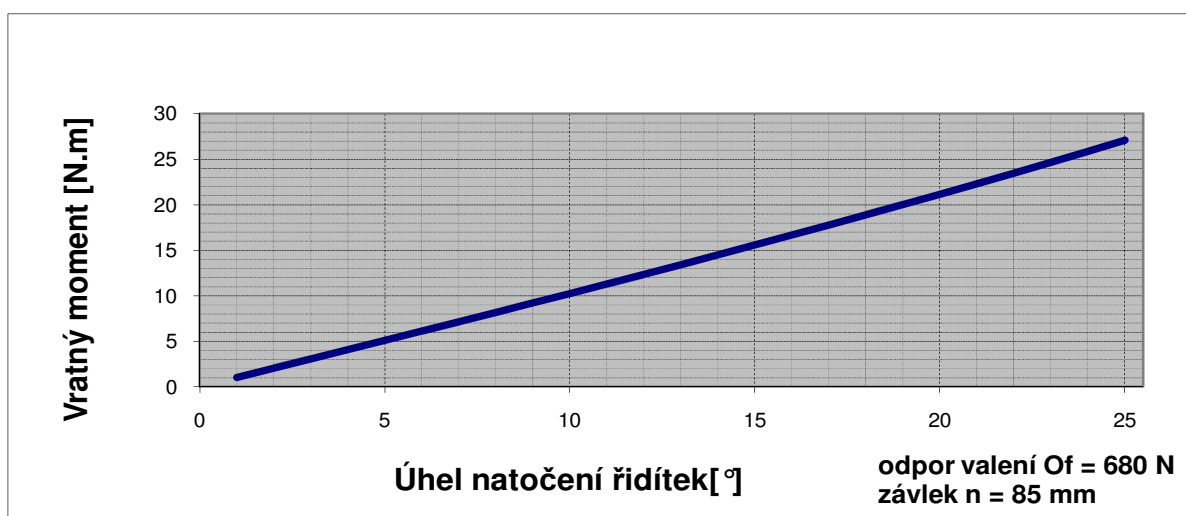
δ .



Obr. 9 Vratný moment plynoucí ze závleku kola

Moment, který vzniká vlivem vyosení je tedy nejvíce závislý na velikosti úhlu řízení (z něj plynoucího ramena momentu) a na síle působící na kolo. Tato podélná síla je rovna odporu valení pouze v případě jízdy bez brzdění. Pokud je přičtena brzdná síla na kolech, je tento moment několikrát znásoben. Závislost momentu na rychlosti je lineární do rychlosti cca 80 km/h. Zde se zvyšuje odpor valení pneumatik a s ním i vratný moment.

S úhlem natočení řízení se vratný moment zvyšuje lineárně, jak je vidět na obr.10 Graf závislosti natočení řídítek na vratném momentu řízení. Velikost momentu 27 N.m je dostačující k opětovnému navracení kola do původní roviny směru jízdy. Závlek stejně jako gyroskopické momenty podporuje opačné chování motocyklu při natočení řízení. Bod styku kola s vozovkou je vysunut do opačné strany, než do jaké je natáčeno řízené kolo. Rovina původního směru je tedy ve skutečnosti posunována právě opačným směrem, než jsou natáčena řídítka.

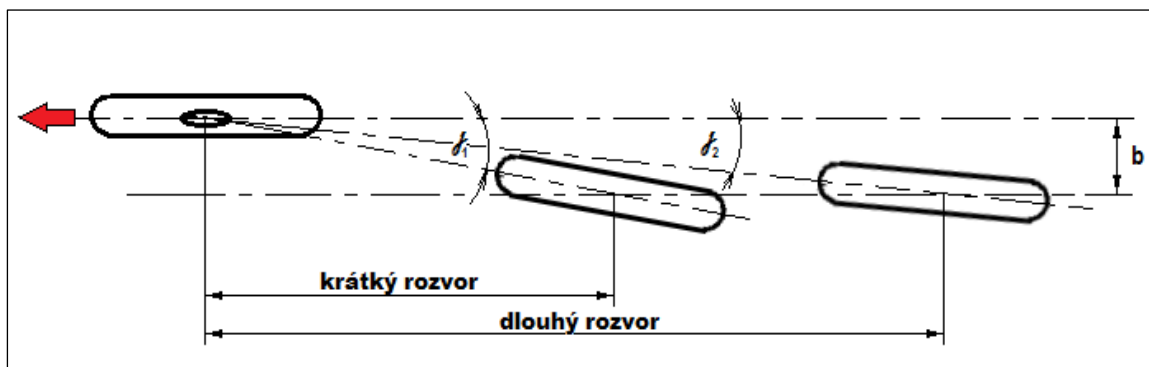


Obr.10 Graf závislosti natočení řídítek na vratném momentu řízení

Vliv rozvoru na směrovou stabilitu

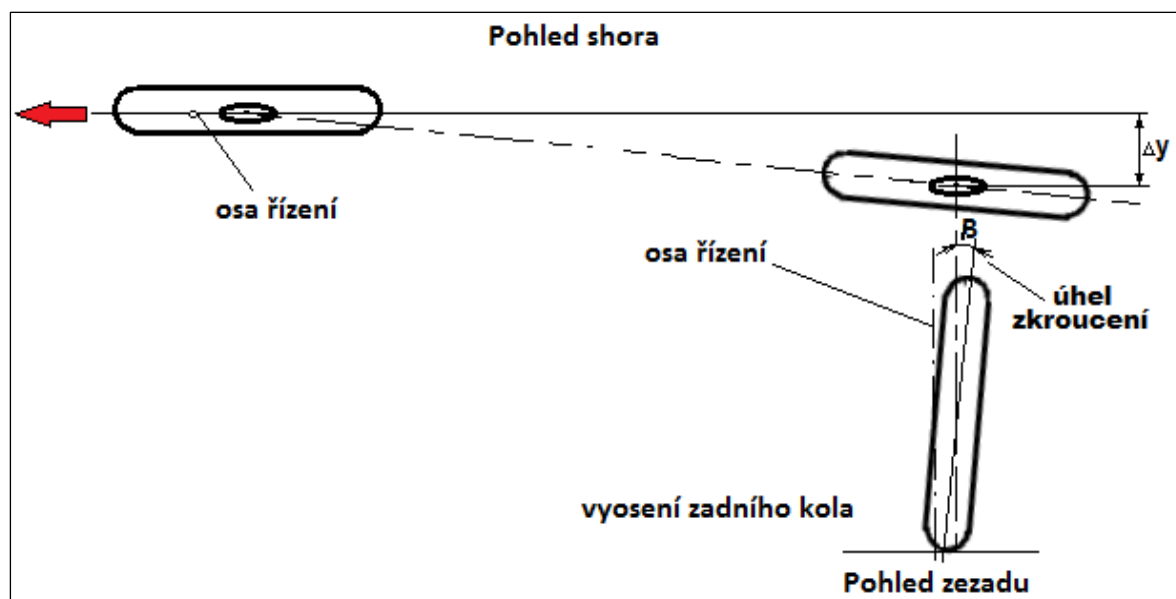
Rozvor je vzdálenost mezi osami předního a zadního kola, nebo mezi průsečíky kolmic do podložky z os rotace kol. Tento rozměr se podílí na směrové stabilitě a má vliv na velikosti úhlu rejdu pro manévrování.

Zvětšením rozvoru je zvětšena jízdní a směrová stabilita z důvodu menšího vychýlení zadního kola při ohybu rámu. Tento jev je možné sledovat na obr. 11. Čím větší je tedy rozvor, tím větší jsou nároky na tuhost konstrukce rámu a nosných částí závěsů kol.



Obr. 11 Vliv rozvoru na průhyb a následnou směrovou stabilitu

Tuhostí konstrukce se rozumí schopnost přesného vedení stopy kol. Dlouhý rozvor má negativní účinky na průhyb rámu a jeho torzní namáhání. Při jízdě v rychle se střídajících náklonech se tyto účinky ještě umocňují a nároky mnohonásobně zvyšují. Nejen rám se ovšem podílí na celkové tuhosti konstrukce. Úhel sklonu přední vidlice v zásadě ovlivňuje její délku. Velká délka vidlice předního závěsu nebo kývačky má za následek vyšší torzní a ohybové namáhání. Deformace svedení stopy je vidět jak na obrázku 11. tak i na obrázku 12. Zde je průhyb způsoben nedostatečnou tuhostí závěsu předního kola v uložení a nosných trubkách teleskopické vidlice.



Obr.12 Deformace jízdní stopy zkroucením zadního závěsu kola

Směrová dynamika motocyklu

Pro teoretické vyšetření směrové dynamiky motocyklu je nutno si nejdříve zvolit matematický model pro výpočet. Pro základní vyšetření směrové dynamiky se používá rovinný dynamický model. V případě použití takového modelu leží těžiště motocyklu v rovině vozovky. V modelu tedy neexistují klopné momenty v žádném směru. Pro jednostopý, lineární, rovinný a dynamický model platí tyto dvě pohybové rovnice:

$$-mv(\varepsilon + \alpha) + S_p + S_z = 0$$

$$-J_z \ddot{\varepsilon} + S_p l_p - S_z l_z = 0$$

Ve styku kola s vozovkou působí boční vodící síly pneumatik S_i kolmé k podélným rovinám kol. V těžišti vozidla působí setrvačné síly $m\dot{v}$ a $mv(\dot{\alpha} + \dot{\varepsilon})$, m je hmotnost vozidla. Proti natáčení vozidla z původního přímého směru působí setrvačný moment $J_z \ddot{\varepsilon}$, přičemž J_z je hmotnostní moment setrvačnosti vozidla vzhledem k svislé ose procházející těžištěm. Úhel natočení předního kola (úhel řízení) je označen β_p . Vzdálenost těžiště od přední nápravy je l_p , od zadní nápravy l_z , rozvor vozidla je l . Směrová úchylka těžiště je α a úhel stáčení je ε .

Boční síly vedoucí kola motocyklu jsou vyjádřeny vztahem:

$$S_p = C_{ap} \alpha_p$$

$$S_z = C_{az} \alpha_z$$

C_{ap} směrová tuhost přední pneumatiky

C_{az} směrová tuhost zadní pneumatiky.

α_p, α_z úhly směrových úchylek předního kola, zadního kola

Zmíněná rychlost předního kola v_p je vektorovým součtem rychlosti těžiště v a rychlosti otáčení středu přední nápravy vzhledem k těžišti $l_p \cdot \dot{\varepsilon}$. Stejně tak je to u rychlosti zadního kola v_z , která je součtem rychlosti v a $l_z \cdot \dot{\varepsilon}$.

Úhel směrové úchylky kola je definován jako úhel mezi podélnou rovinou kola a směrem pohybu kola. Takže pro malé úhly můžeme napsat:

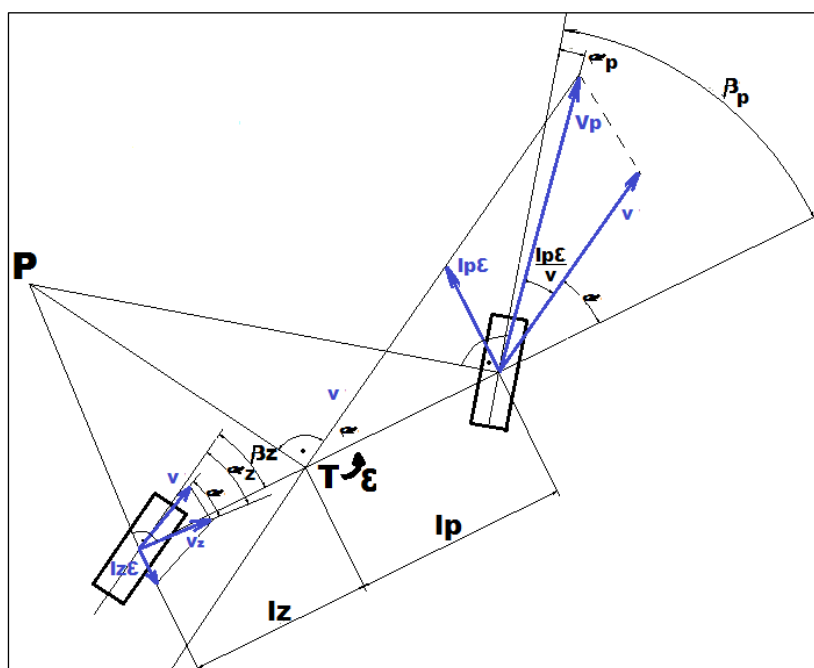
$$\alpha_p = -\alpha - \frac{l_p}{v} \varepsilon + \beta_p$$

$$\alpha_z = -\alpha - \frac{l_z}{v} \varepsilon + \beta_z$$

Po dosazení těchto rovnic do pohybových rovnic matematického lineárního dynamického modelu dostaneme následující tvar

$$-mv \cdot (\varepsilon + \alpha) - C_{\alpha p} \left(\alpha + \frac{l_p}{v} \varepsilon - \beta_p \right) - C_{\alpha z} \left(\alpha - \frac{l_z}{v} \varepsilon \right) = 0$$

$$-J_z \cdot \varepsilon - C_{\alpha p} l_p \left(\alpha + \frac{l_p}{v} \varepsilon - \beta_p \right) - C_{\alpha z} l_z \left(\alpha - \frac{l_z}{v} \varepsilon \right) = 0$$



Obr. 11 Kinematika modelu pro určení směrových úchylek kol

Úhel natočení předního kola

$$\beta_p = \beta_v^* - \frac{S_p (n_K + n_S)}{C_{\tilde{r}}}$$

$$\beta_v^* = \frac{\beta_v}{i_{\tilde{r}}}$$

β_v úhel natočení přední vidlice

$i_{\tilde{r}}$ převod řízení (u motocyklů $i_{\tilde{r}} \approx 1 / \cos 28^\circ = 1,1$)

$1/\cos 28^\circ = 1/\cos t$ zavádíme z důvodu toho, že u motocyklu vzniká řídicí pohyb předního kola kolem osy hlavy řízení, ta svírá s kolmicí k vozovce obvykle úhel blízký $\tau = 28^\circ$.

M_v je pak považován za moment, který je nutný k řízení motocyklu (otáčivému pohybu v hlavě řízení)

$$M_v^* = i_r \cdot M_v$$

U motocyklů je moment M_v^* vzhledem k malé hodnotě převodu řízení $i_r \approx 1,1$, přibližně stejný moment jako M_v .

Ustálená jízda po kruhové dráze

Pohybuje-li se těžiště vozidla po zakřivené dráze, pak vzniká dostředivé zrychlení

$$a_d = \frac{v^2}{R} = v \cdot (\alpha + \varepsilon)$$

v okamžitá rychlost jízdy [m/s]

R okamžitý poloměr trajektorie těžiště [m]

Protože se jedná o ustálený pohyb po kružnici, je možné použít i vztah zohledňující závislost na rychlosti jízdy v , úhlu směrové úchylny těžiště vozidla α a úhlu stáčení vozidla ε .

Při jízdě po kruhové dráze vzniká ještě síla odstředivá, jejíž reakce představuje součet boční síly adheze kol a síly od gyroskopických momentů na kolech. Pro tento pohyb lze sestavit rovnici rovnováhy sil. Tyto síly jsou určeny jako síly odstředivé, síly tíhové, síly ve styku pneumatiky s vozovkou a boční vodící síly. Rovnováha motocyklu v zatáčce bude dosažena pouze tehdy, jestli výslednice z odstředivé síly a tíhy motocyklu s jezdcem prochází spojovací přímkou mezi stykovými body přední a zadní pneumatiky s vozovkou, tak jak je vidět na obr.12. Stabilizujícím prvkem pro bezpečné projetí zatáčky je tedy náklon motocyklu, který mění směr výslednice sil působících na motocykl.

Odstředivá síla F_y

$$F_y = m \cdot \frac{v^2}{R}$$

m hmotnost [kg]

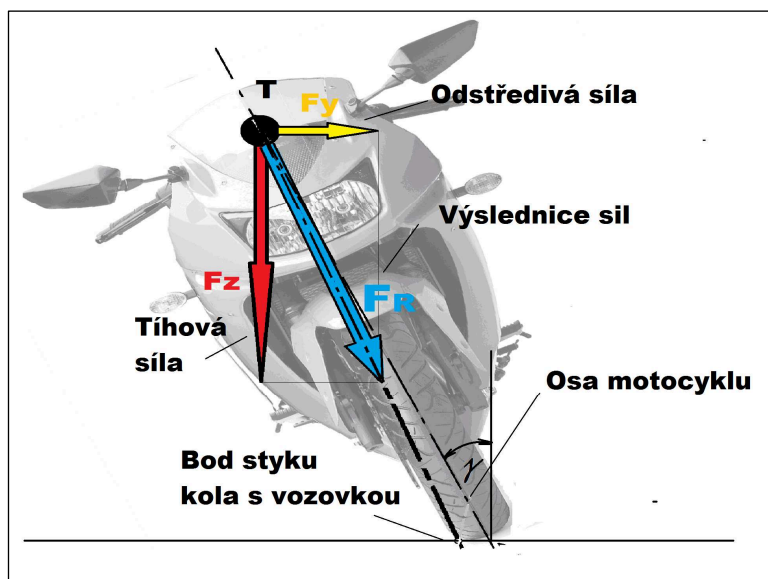
v rychlost [m/s]

R poloměr zatáčky [m]

Náklon motocyklu

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{F_y}{F_z \cdot g} = \frac{m \cdot v^2}{R \cdot m \cdot g} = \frac{v^2}{R \cdot g}$$

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{F_y}{F_z \cdot g} = \operatorname{arctg} \cdot \frac{v^2}{R \cdot g}$$



Obr. 12 Stabilní stav motocyklu při průjezdu zatáčkou

Úhel náklonu je měřen od přímky protínající bod styku kola a těžiště motocyklu. Je tedy jasné, že vliv polohy jezdce na motocyklu má zásadní vliv na nutnost naklonění motocyklu.

Tyto vztahy však platí pro teoretické nekonečně úzké kolo.

Bezpečnost průjezdu zatáčkou

V případě, že odstředivá síla dosáhne hodnoty boční síly adhezní, dojde k porušení rovnováhy sil a nastane nestabilní stav vedoucí k havárii. Omezení adhezní síly plyne z poklesu součinitele adheze při jízdě v krajní části pneumatiky. Ta totiž není dokonale kulovitá a mění se tedy její zakřivení, tedy i styčná plocha s vozovkou.

$$\operatorname{tg} \gamma_{\max} = \frac{F_{y \max}}{F_z \cdot g} = \frac{F_{adh}}{F_z \cdot g} = \frac{F_z \cdot g \cdot \mu_y}{F_z \cdot g} = \mu_y$$

μ_y součinitel boční adheze

Vztah pro maximální rychlost je tedy

$$\operatorname{tg} \gamma_{\max} = \mu_y = \frac{m \cdot v_{\max}^2}{R \cdot m \cdot g} = \frac{v_{\max}^2}{R \cdot g}$$

$$v_{\max}^2 = \sqrt{R \cdot g \cdot \operatorname{tg} \gamma_{\max}} = v_{\max} = \sqrt{R \cdot g \cdot \mu_y}$$

Velikost náklonu tedy ovlivňuje jezdec svou polohou vůči ose motocyklu. Pokud jezdec sedí v rovině těžiště motocyklu, pak platí výše uvedené jednoduché vztahy.

Vliv šířky pneumatiky na naklopení motocyklu

Vliv šířky pneumatiky na naklopení motocyklu je zobrazen na obrázku 14., kde je patrné posunutí styčné plochy mimo osu rotace kola nebo osu motocyklu.

Zohlednění šířky kola a jeho zaoblení ve výpočtu

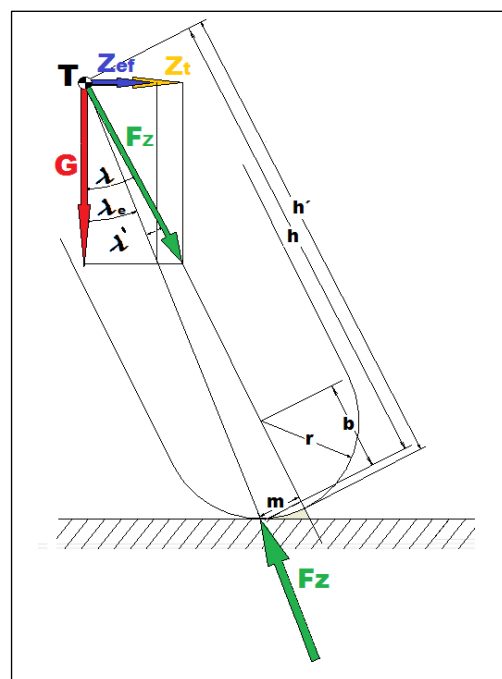
$$\lambda' = \operatorname{arctg} \frac{m}{h'} = \operatorname{arctg} \frac{r \cdot \sin \lambda}{h - r(1 - \cos \lambda)}$$

Moment zatížení

$$M_{\text{zat}} = F_{z_{\text{výsl}}} \cdot m$$

$F_{z_{\text{výsl}}}$reakce na výslednici zatěžujících sil [N]

m vzdálenost bodu styku od osy motocyklu [m]



Obr. 14 Vliv šířky pneumatiky na náklon

Při průjezdu zatáčkou motocyklu je vyvolán torzní moment od sil z bodů styku pneumatik s vozovkou, jejich činná rovina se neshoduje s rovinou těžiště motocyklu

Rychlá změna směru jízdy, zejména rychlý průjezd následujících zatáček tvaru písmene „S“, vyžaduje velmi rychlé překlápění motocyklu zleva doprava. Tento manévř vede k vyžádání pro jezdce vede k vyššímu torznímu namáhání rámu.

Střední úhlová rychlost naklápění, úhlové zrychlení klopení

$$\omega_s = \frac{\omega_{\max}}{2} = \frac{\gamma}{t}$$

$$\omega_{\max} = \frac{2\gamma}{t}$$

$$\omega_{\max} = \varepsilon \cdot \frac{t}{2}$$

$$\varepsilon \frac{t}{2} = \frac{2\gamma}{t} \Rightarrow \varepsilon = \frac{4\gamma}{t^2}$$

Během působení konstantního úhlového zrychlení ε , je maximální rychlost dosažena za dobu $t/2$.

Klopný moment motocyklu

$$M_{klop} = J_M \cdot \varepsilon = J_M \cdot \frac{4\gamma}{t^2}$$

J_M hmotnostní moment setrvačnosti motocyklu

M_{klop} moment, kterým musí jezdec naklápět motocykl o úhel γ

Klopný moment je nepřímo úměrný době naklápění na druhou a přímo úměrný velikosti úhlu γ . Z této skutečnosti vyplývá, že pro projetí zatáčky dvojnásobnou rychlostí musí jezdec vyvinout šestnáctinásobek klopného momentu oproti předchozímu průjezdu. Pokud budeme uvažovat členitou trasu s častým překlápěním motocyklu, je jasné, že nároky na jezdce a podvozek motocyklu jsou velmi vysoké.

3.3 Stávající druhy uložení a vedení předního kola

Motocykl za celou dobu své více než stoleté existence, procházel neustálým vývojem a stále se vyvíjí. Jsou na něj aplikovány nejnovější technologie mechaniky a materiálového inženýrství. Tento pokrok je nejvíce znatelný na pohonných jednotkách a podvozcích motocyklů. Snahou je přitom získat kompaktní a všestranný dopravní prostředek s co nejlepším využitím energií potřebných pro jeho stavbu a provoz. Je-li řeč o možných zdokonaleních, podvozky motocyklů i přes svou vyspělost skýtají spoustu možností k vývoji nových řešení konstrukce.

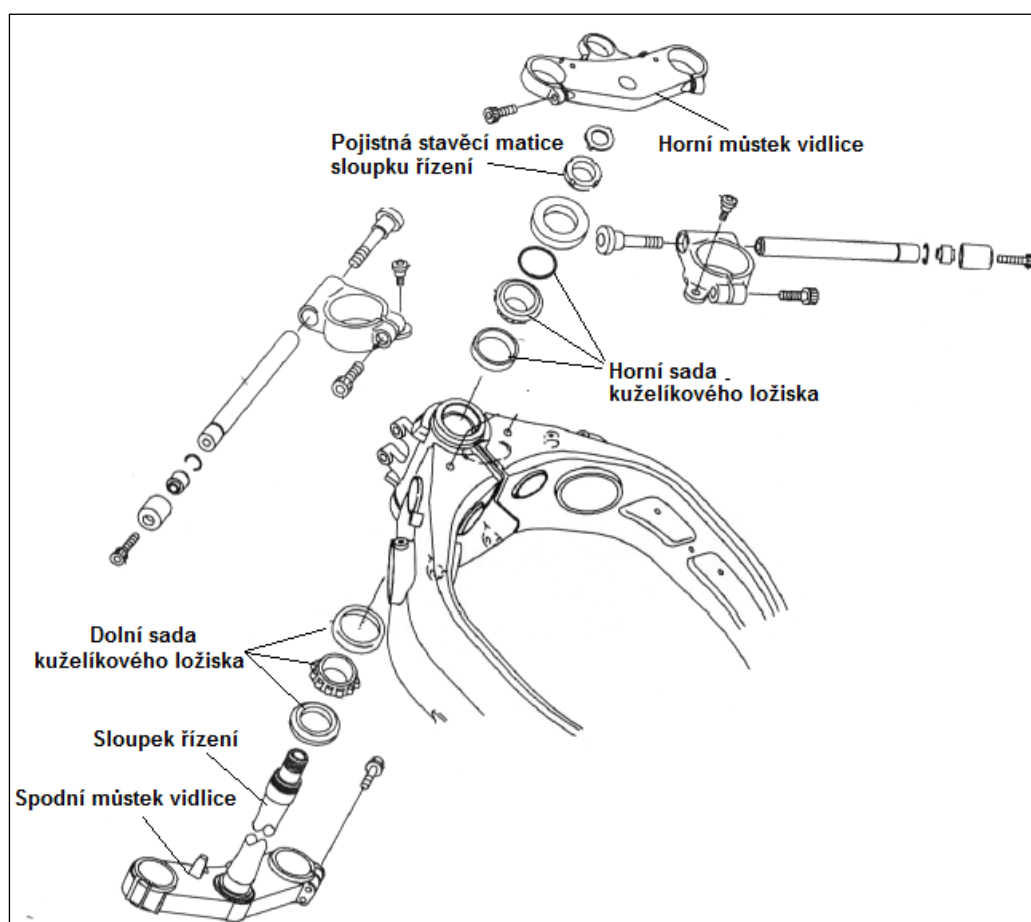
Podvozek motocyklu je možno dělit do dvou základních subsystémů zavěšení kol. Prvním z nich je zavěšení předního kola a druhým zavěšení zadního kola. Pomyslnou hranicí mezi nimi je osa řízení. Přední vidlice motocyklů je přitom spojovací částí rámu a předního kola. U převážné většiny motocyklů je předním kolem realizováno směrové vedení. Nejrozšířenějším typem předních vidlic jsou u dnešních motocyklů převážně teleskopické vidlice. Mnozí výrobci ovšem používají vlastní konstrukční řešení. Mezi dnes nejznámější patří například BMW s vedením kola Telelever nebo převratné, i když dnes již nevyužívané řešení Diffazio. V následující části budou některá z těchto řešení zobrazena a v závěru bude zdůvodněn výběr vhodné koncepce použité jako základ pro vývoj řešení variabilní geometrie přední vidlice na zavěšení.

Všechna uložení se dají v zásadě rozdělit na dva způsoby uložení pro přesné vedení předního kola.

- a) Uložení s hřídelem uloženým v hlavě rámu, nebo variace Telelever s kulovým kloubem
- b) Řízení s otočným čepem v předním kole Ackermann Diffazio

Klasické uložení předního kola s teleskopickou vidlicí

Tento způsob uložení je nejstarším řešením rejdivání předního kola motocyklu. Vyznačuje se vysokou torzní tuhostí v uložení a jednoduchostí provedení, z níž plyne vysoká spolehlivost s dobrou udržitelností. Tento typ závěsu používají všichni výrobci motocyklů pro různé účely po celém světě. Důkazem účinnosti a spolehlivosti je výhradní používání tohoto závěsu v motocyklovém sportu od terénních tratí až po okruhové závody. Toto zavěšení zvyšuje nároky na přesnost výroby hlavy řízení a torzní tuhost rámu. Ten je vlivem velkých momentů způsobených dlouhým ramenem síly od přední vidlice extrémně namáhán.



Obr. 14 Uložení sloupku řízení motocyklu s teleskopickou vidlicí

Princip funkce je, jak již bylo zmíněno velmi jednoduchý. Aby bylo možné měnit směr jízdy, je nutné vidlici uložit v otočném závěsu. Tento úhel bývá omezen v krajních polohách mechanicky vytvořenými dorazy. Otočný závěs bývá realizován hřídelem uloženým v ložiskách v otvoru vytvořeném v rámu. Pro toto uložení se používají

kuželíková válečková nebo kuličková ložiska se schopností zachycení axiální i radiální síly. Ty se prostřednictvím ložisek přenášejí na těleso rámu v místě, nazývaném jako hlava rámu (krček). Tato část rámu je velmi často tvořena navařeným odlitkem nebo výkovkem s přesným vývrtem v úhlu „ α “ pro uložení pánví pro ložiska nebo samotných ložisek řízení. Tento úhel je pak zásadní hodnotou pro celou geometrii podvozku motocyklu. Oblast spojení krku a rámu bývá nejvíce namáhanou součástí celého podvozku motocyklu.

Hřídel, nazývaný v literatuře jako sloupek řízení, je přitom vyroben z velmi odolného materiálu. Je namáhán na stříh a ohyb největšími silami, které se na motocyklovém podvozku objevují. Důležitou vlastností tohoto otočného uložení je vlastní volnost otáčení. Přitom však bez jakýchkoli vůlí v pohybu, které by měly vliv na samostabilizační účinky podvozku a celého motocyklu. Jako vidlice je u tohoto uložení stále používána teleskopická s vlastním kapalinovým tlumením. Pružiny jsou používány ve starších provedeních jako vnější, v moderních však jako vnitřní. Vidlice je složena z nosných trubek a kluzáků. Nosná trubka slouží jako kryt pružiny a kluzák jako nádoba olejového tlumicího systému. Pro vysoké zatížení, například u závodních motocyklů a motocyklů pro sportovní účely, se používají vidlice obrácené USD (upside-down). Zde je nosná trubka většího průměru než kluzák a ten do ní zajíždí.

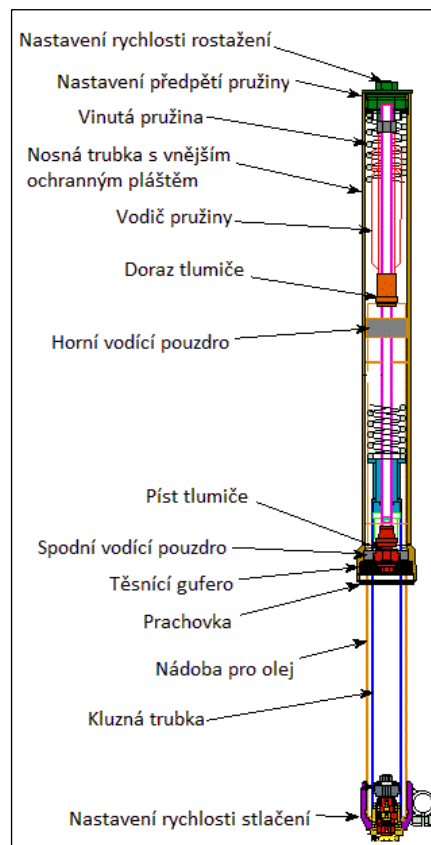
Výhodou tohoto řešení je větší tuhost konstrukce přední vidlice a nižší hmotnost při zachování ohybových a zkrutných vlastností. Moderní přední vidlice nabízejí plně nastavitelnou charakteristiku tlumení pomocí vnějších akčních členů.

Nastavitelné vlastnosti Přední vidlice USD

Tuhost pružiny – předpětí (sensitive)

Rychlost stlačení – spodní útlum (compression)

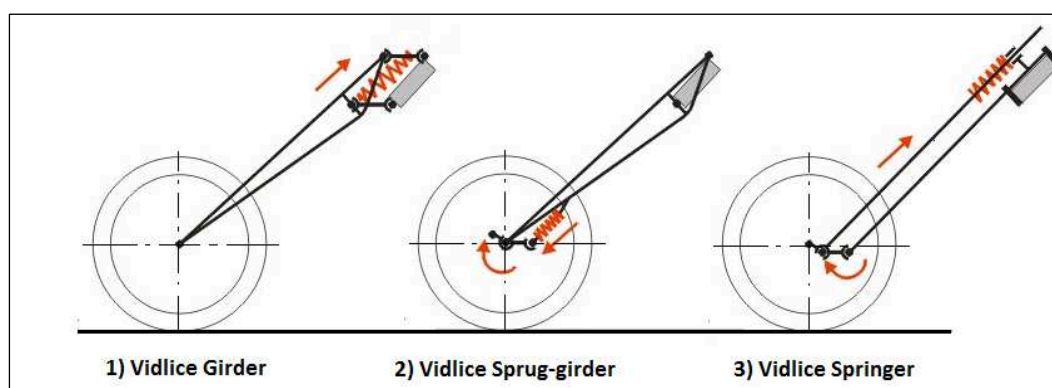
Rychlost roztažení – horní útlum (rebound)



Obr.15 Vidlice upside-down v řezu

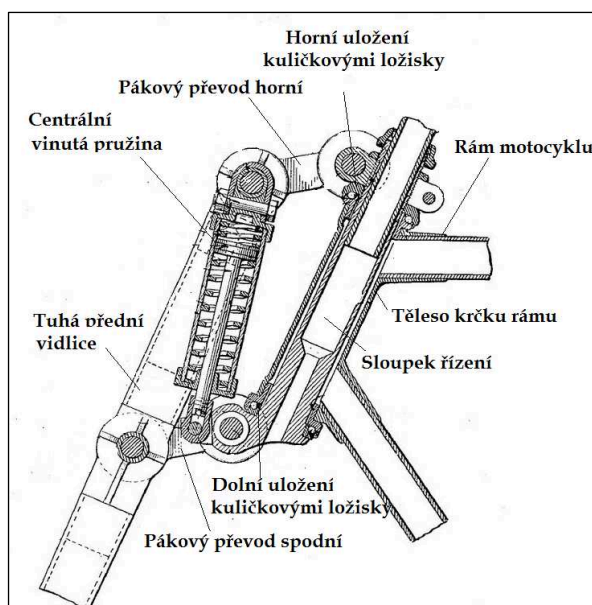
Uložení předního kola Harley Davidson Springer, Girder

Zatímco společnost Harley Davidson nebyla ovlivněna směry vývoje konstrukcí motocyklů v Evropě, japonský motocyklový průmysl ve svých počátcích čerpal hlavně z evropských zkušeností ve stavbě motocyklů. Z důvodu tohoto samostatného vývoje se firma Harley Davidson zásadně liší ve svých konstrukcích používaných na motocyklech. Technických řešení pro zavěšení používala společnost Harley Davidson více. Tyto řešení byly však spíše vývojovými stupni zavěšení Springer. Vývojem bylo zdokonalováno tzv. vahadlovaní přední vidlice. Některé z používaných vývojových stupňů je vidět na obr. 16.



Obr.16 Druhy zavěšení používaných na motocyklech Harley Davidson [4]

Takto konstruované řešení zavěšení předního kola vynikalo svou mechanickou jednoduchostí (Obr.17). Ta však nikdy nevyřešila zásadní problém umístění tlumiče kmitů, který by dostačoval požadavkům na dynamicky náročnější jízdu. Zavěšení Springer používá značka Harley Davidson dodnes, ovšem pouze u motocyklů pro volný čas a cestování tzv. choperů a custom-bike. Pro použití v motocyklovém sportu nebo u vývojově dokonalejších motocyklů již od použití tohoto řešení upustila.

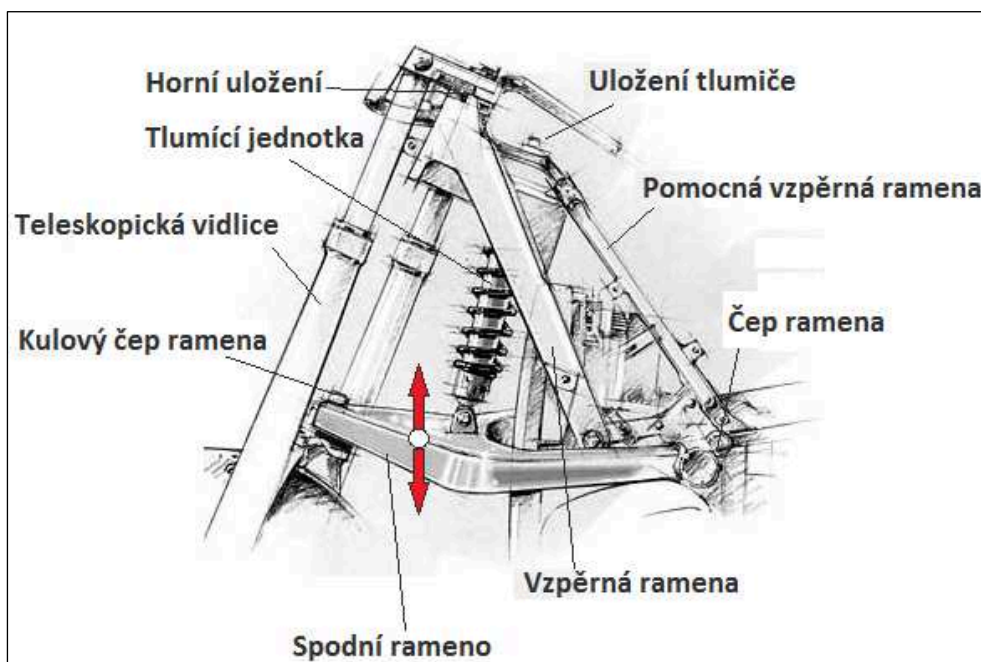


Obr. 16 Popis zavěšení Girder vřezu[4]

Pákové uložení předního kola BMW Telelever, Duolever

Za poslední dobu patrně nejúspěšnější modifikací odpružení předního kola lze označit vidlici pákovou. Tento systém pák dnes hojně používá společnost BMW, která její první generaci pojmenovala jako systém odpružení a vedení předního kola Telelever. Vyniká výbornými jízdními vlastnostmi, velmi dobrou tuhostí a je schopná eliminovat ponoření při brzdění (anti-diving effect). Velkou výhodou je, že při propružení se téměř nemění rozvor ani závlek kola. Oproti všem kladům ale má jako konstrukční nedostatek omezený zdvih, a to na hodnotu kolem 210mm. Další nevýhodou je zvýšený počet kloubů a čepů a větší zastavěný prostor pohybujícími se částmi. Z těchto skutečností plyne i zvýšená hmotnost neodpružených hmot i hmotnost rámu motocyklu.

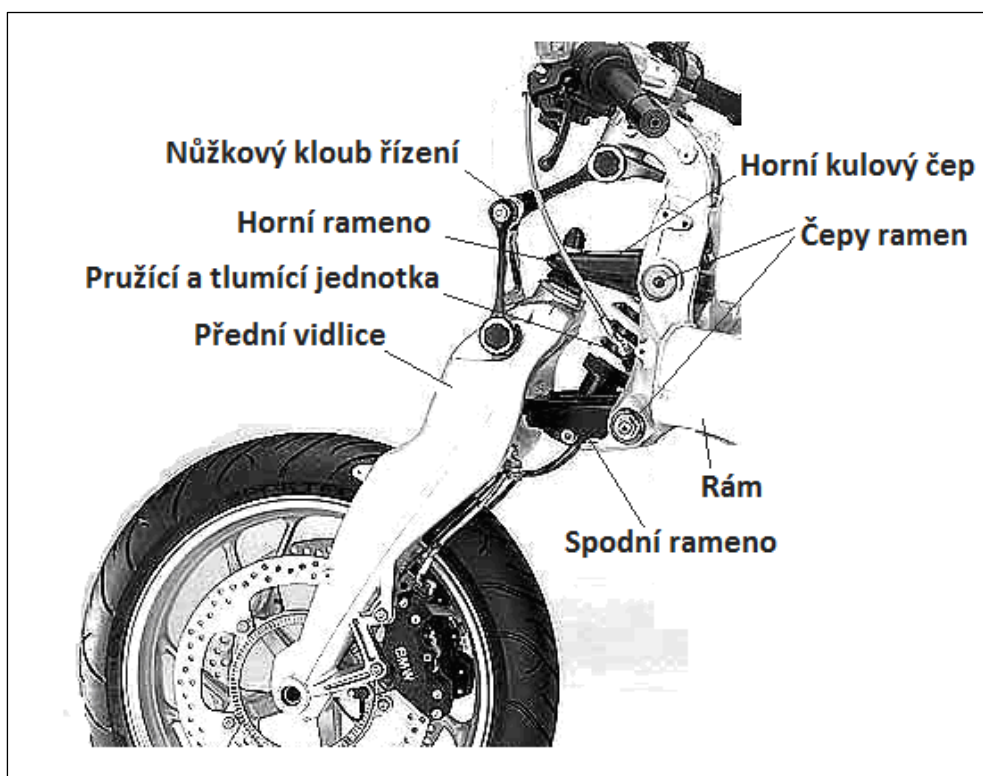
Systém Telever je na obrázku 17. jako náčrt systému s popisem základních součástí. Hmotnost motocyklu je u tohoto systému přes tuhou část přední vidlice přenášena na spodní rameno zavěšení. To je s vidlicí spojeno kulovým kloubem a nápadně zde tento systém připomíná zavěšení kola automobilu McPearson. Pružící a tlumící jednotka je potom umístěna mezi ramenem a rámem motocyklu. Rameno je uloženo výkyvně na čepu, radiálně protínajícím střední rovinu motocyklu. Horní uložení bylo řešeno valivým ložiskem jako u koncepce s klasickým zavěšením s teleskopickou vidlicí.



Obr.17 Odpružení BMW Telelever motocyklu BMW R 1100GS [www.tonyfoale.com]

Nástupcem odpružení Telelever se stalo vedení předního kola Duolever, opět společnosti BMW Motorrad. To bylo poprvé použité u K 1200 S jako sériově vyráběného motocyklu, kde představovalo průkopnickou inovaci v řešení zavěšení kol. Dvojitou klikovou nápravu vedení předního kola vyrobil a nechal si patentovat v 80. letech Angličan Norman Hossack.

Vedení předního kola Duolever je z kinematického hlediska kloubovým čtyřúhelníkem (Obr. 18 Zavěšení Duolever). Síly od reakcí pružení jsou zachycovány dvojicí kovaných ramen s kulovými klouby. Přes tyto klouby jsou síly přenášeny na kolo nebo z něho prostřednictvím nosiče kola. Ten je vyrobený z kokilově litého hliníku extrémně odolného vůči zkroucení, jenž je opticky podobný dosavadní vidlici. Pružicí a tlumicí jednotka monoshock mezi rameny, spojená se spodním ramenem a rámem, přebírá veškerou funkci tlumení rázů. Nůžkový kloub lichoběžníkového tvaru uložený na řídicí hlavě v horní části a nosiči kola v dolní části, je spojovacím členem řízení a přenáší řídicí pohyby. Konstrukce Duolever se na rozdíl od teleskopické vidlice obejde zcela bez kluzné a vodící trubky. Systémy tlumení rázů a řízení jsou tak dokonale odděleny, což přináší velkou míru pohodlí a vynikající jízdní vlastnosti.

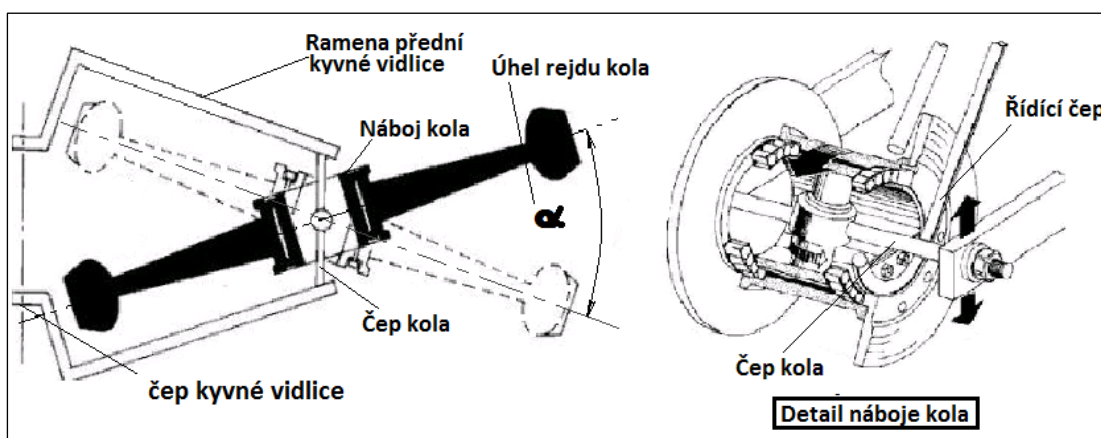


Obr. 18 Popis zavěšení kola BMW Duolever K 1200R [www.bmw-motorrad.pl]

Jednou z největších výhod je odolnost vůči zkrutným silám. Tuhost kokilového odlitku a uložení ramen je znatelně mnohem vyšší než u jakékoli dnes používané koncepce. Jeho obě podélná ramena přijímají síly, které vznikají při propuštění kola směrem dolů a udržují nosič kol stabilní. Tím je vyloučeno jakékoli zkroucení a vedení předního kola je mimořádně přesné. Pokyny řidiče jsou vykonávány přímo a přesně a odezva předního kola je za všech možných situacích maximální a neskreslená. Systém Duolever taktéž jako Telelever eliminuje ponoření vidlice vlivem brzdného zrychlení, čímž značně stabilizuje stroj v extrémních situacích brzdných a úhybných manévru. Vedení předního kola Duolever BMW Motorrad umožňuje docílit, u ostatních koncepcí vylučujících se vlastností, dobré stability stopy při vysokých rychlostech a přesného řízení v malých rychlostech nebo při prudkém brzdění motocyklu.

Uložení předního kola Ackermann – Diffazio (Vidlice s rejdovým čepem)

Jednou z nejméně používaných koncepcí je zavěšení označené Difazio. Toto řešení se nazývá podle uložení kola se dvěma stupni volnosti. Koncepce je také někdy označována jako vidlice s rejdovým čepem. Toto řešení zavěšení předního kola je známé a u motocyklu používané již od konce 90 let. Prvním, kdo s touto myšlenkou začala experimentovat na sériově vyráběném motocyklu, byla společnost Yamaha na motocyklu GTS 1000A. Tento velmi pokrokový motocykl disponoval na přelomu devadesátých let nejen technologií rejdování v čepu kola, ale i do té doby nevyužívaným elektrickým vícebodovým vstřikováním paliva. Toto nové zavěšení přinášelo obdivuhodné jízdní vlastnosti. Dokázalo totiž, tak jako dnešní Duolever, od sebe oddělit brzdné a řídicí síly.



Obr. 19 Klasické provedení rejdového čepu Ackermann – Diffazio [www.tonyfoale.com]

Společnost Yamaha ovšem vzhledem k hmotnosti, náročnosti na výrobu a omezeným rejdem, od požívání této koncepce odstoupila. Jediným, kdo se této koncepcí až do dnešní doby drží je firma Bimota, která toto zavěšení na svých motocyklech nazývá Tessi. To upustilo od klasické koncepce diffazio a přišlo s vlastní, jednodušší koncepcí natáčení kola na vlastní ose.

Vlastní funkčnost tohoto zavěšení zajišťuje oboustranné výkyvné rameno, které zajišťuje pérování a vede čep kola. Uvnitř náboje kola je umístěn složitý mechanismus umožňující natáčení kola. Osou prochází rejdový čep, na kterém jsou teprve umístěna ložiska kola. Povel z řídítek se ke kolu dostávají přes systém pák a otočných čepů. Rejdový čep je přitom stále ve stejném záklonu díky svému rotačnímu uložení na rameni. Tuto skutečnost zároveň zajišťuje pomocný čtyřkloubový mechanismus.



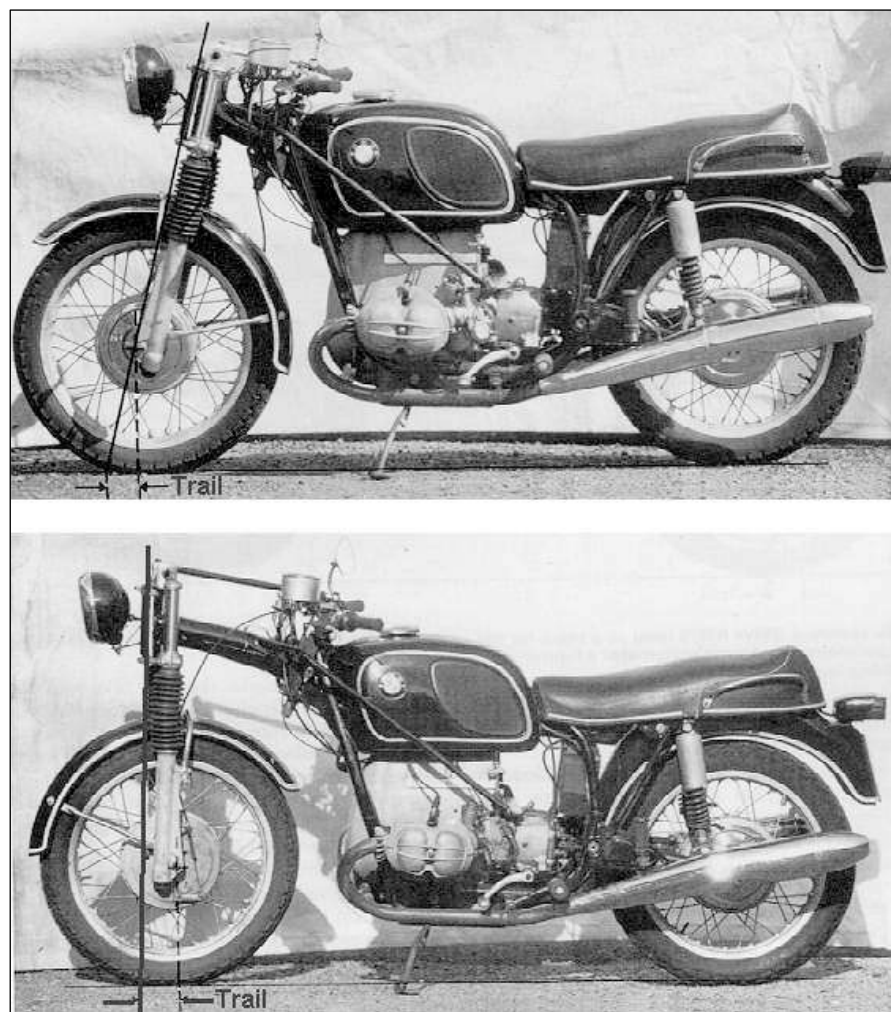
Obr. 20 Upravené vedení kola Bimota Tesi

Experimentální zavěšení

Většinou se jednalo pouze o experimenty s úhlem sklonu přední vidlice. Změna úhlu vidlice byla realizována pouze jako mechanicky stavitelná s nutností částečného rozebrání. Testy prokázaly zásadní vliv úhlu přední vidlice na chování motocyklu při různých režimech jízdy. Výsledky byly sice velice subjektivní a záležely hodně na vnímání jezdce, ovšem jejich názory se v zásadě nelišily. Realizace změny úhlu byla tudíž velmi problematická, nehledě na snížení torzní tuhosti konstrukce rámu. Z těchto důvodů zůstal vývoj a testování pouze u prototypových zkoušek. Poznatky z těchto testování byly však později použity při vývoji nových a dokonalejších zavěšení kol a jejich odpružení.

Testování probíhalo na motocyklu BMW R 75, na kterém byla nejdříve diagnostikována odezva podvozku na jízdní situace s původním úhlem řízení. Poté byl sestaven rám, který umožňoval změnu úhlu osy řízení, se zachováním závleku motocyklu. Tento prototyp je

zobrazen na obr. 21 v dobových fotografiích. Testování potom probíhalo v podobě jízdních testů na speciálních drahách.

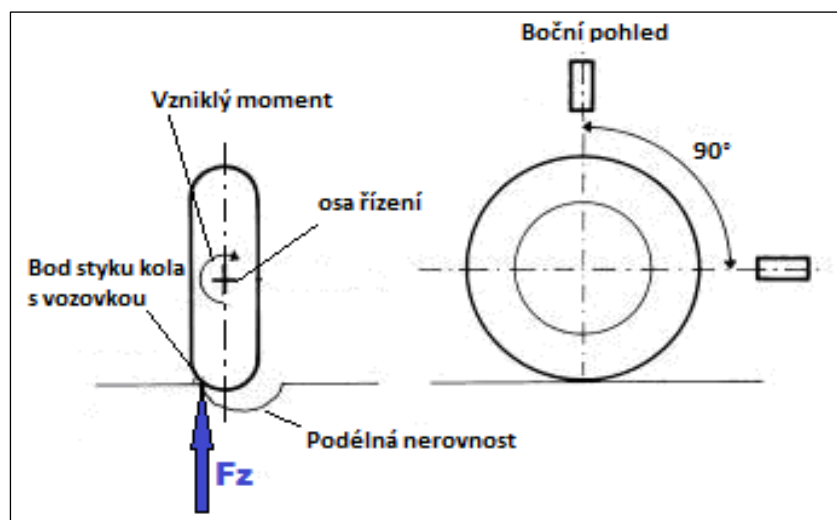


Obr. 21 Prototyp motocyklu R 75 v nastavitelném úhlem řízení [TonyFoale.com]

Na tomto testovaném modelu byl prakticky dokázán vliv úhlu na jízdní stabilitu. Původní rám motocyklu měl úhel sklonu osy řízení 27° . Regulace potom umožňovala tuto hodnotu měnit v rozmezí $0 - 15^\circ$ úhlu osy řízení.

Při jízdních zkouškách jízdou, ve vyjetých kolejích a přes podélné i příčné nerovnosti, byly prokázány takovéto odezvy na změny úhlu osy řízení. Při změně úhlu na nulový, tedy osa řízení kolmá na vozovku, se snížila stabilita ve vyjetých kolejích. Řízení se uvolnilo a zmenšila se síla nutná k otáčení řídítky. Tento jev lze vysvětlit pomocí **obr. 22**, kde lze vidět přesunutí bodu styku mimo osu kola. Tato změna vyvodí moment působící kolem osy rovnoběžné s vozovkou. Z této skutečnosti vyplývá, že čím bližší bude úhel řízení kolmici k ose podložky, tím nižší bude vliv na řízení motocyklu. Jako záporný jev

však vystupuje zvýšení sklonu ke kmitání řídítek. Pokud byla řídítka uvolněna nebo bylo dosaženo vyšší rychlosti, řízení mělo silné sklony k chvění, čímž se jízdní stabilita snížila.



Obr. 22 Vznik destabilizujícího momentu na podélné nerovnosti [TonyFoale.com]

V okamžiku, kdy byl nastaven úhel 15° při zachování závleku předního kola, změna v chování nebyla příliš znatelná. Za povšimnutí stálo pouze zvýšení sklonu k ponořování přední vidlice při brzdění, a z toho plynoucí nestabilita. Manévrovací schopnosti se oproti původnímu nastavení 27° mírně zlepšily. Při tomto testování se došlo k názoru, že změna úhlu řízení sice má vliv na jízdní vlastnosti, ovšem vyhledání vhodného úhlu je odlišné pro různé rychlosti. Testování poté probíhalo i se změnou závleku předního kola. Toto testování se provádělo na stejném motocyklu, avšak byla vytvořena rozdílná konstrukce uložení hlavy řízení. Opět při ní nastávaly problémy s torzní tuhostí konstrukce rámu. Zde se jednalo o nastavení jak úhlu osy řízení, tak i na něm závislého závleku předního kola. Zde byl prokázán mnohem výraznější vliv změny těchto hodnot na výsledné chování motocyklu. Při zmenšení závleku a změně úhlu osy řízení do strmější polohy byl motocykl výrazně obratnější. Vynikal stabilitou v nižších rychlostech a zkrácení stopy vedlo k lepším manévrovacím schopnostem. Zkrácený závlek se projevil i ve vysokých rychlostech. Reakce byla však přesně opačná. Motocykl se stal méně stabilním a měl sklony k třepotání a kývání. Změna závleku v podobě prodloužení rozvoru a zvětšení úhlu řízení se motocykl stal stabilnějším ve vysokých rychlostech i při projíždění dlouhých zatáček vysokou rychlostí. Ovládání v nižších rychlostech bylo však náročnější a vyžadovalo mnohem více jezdecké zručnosti a také síly pro změny směru. Stabilita na

podélných nerovnostech se samozřejmě snížila, zároveň se ale snížil se i sklon ke kmitání řídítek.

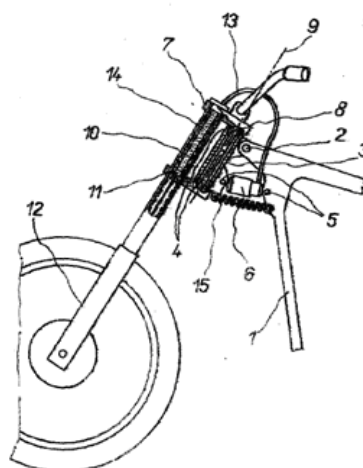
Dosavadní stav techniky

Řešení dle spisu CZ 188015 je pro systém naklápění použito stejné řešení uložení sloupku řízení (přední vidlice) v hlavě řízení. Nevýhodou řešení uvedeného dle spisu je tuhost zavěšení kola neumožňující jakékoli nastavení úhlu osy řízení nebo přední vidlice.

Řešení dle spisu CZ 211691 používá podobný princip změny úhlu osy řízení, avšak na odlišném principu. Zde je změna závislá na zatížení přední vidlice a samotný sklon tedy nelze regulovat nezávisle. Další nevýhodou je nízká tuhost závěsu způsobená použitím jiného akčního prvku, realizujícího náklon hlavy řízení. U nově navrženého řešení je předpokládána vyšší torzní tuhost závěsu způsobená volbou čepu výkyvu hlavy ve spodní části hlavy řízení. Toto zařízení plní podobnou funkci, ovšem naprosto odlišným způsobem a s jiným výsledným účinkem na jízdní vlastnosti jednostopého vozidla.

Popis konstrukce

Spodní část pouzdra (3) je spojena s rámem (1) pomocí dvou dolních čepů a tlakového válce (4). Přední vidlice (2) se otáčí se sloupkem řízení (13), jehož osa je totožná a osou (2) otáčení přední vidlice. V odpérované části přední vidlice (2) je uložen tlakový váleček (6), jehož pístek (11) je pevně spojen s pohyblivý kluzákem (12) přední vidlice (2). Tlakový válec 6 plněný tlakovým olejem (14) je propojen s tlakovým válečkem (10) tlakovou hadicí (13). Výkyv pouzdra (3) je usnadněn pomocnou pružinou (15) v obou směrech omezen nevyznačenými dorazy.



Ilustrační foto ze spisu užitého vzoru

Podoba dnešní regulace závleku a úhlu osy řízení

Řešení změny těchto veličin na motocyklech se provádí jen ve velmi výjimečných případech. K tomuto úkonu se přistupuje, buď z estetických důvodů u třídy choperů, nebo u závodních motocyklů z důvodů nastavení jízdních vlastností. Úpravci většinou přistupují k úpravám finálního vzhledu za cenu snížení jízdního komfortu a jízdních výkonů. U závodních motocyklů je situace naprosto jiná. Zde je regulace prováděna pouze z důvodu zdokonalení citlivosti a stabilizace stopy. Pro tyto účely se používá výhradně způsob změny úhlu vidlice nebo závleku výměnou některých komponent řízení. Nejčastěji to bývá výměna vidlicového můstku. Určitým zdokonalením v tomto směru se staly excentrické vložky horního i dolního vidlicového nosníku (brýlí) pro uložení sloupku řízení. Toto řešení je vidět na obrázku č.23, kde je excentrická vložka spodního nosníku jasně patrná.



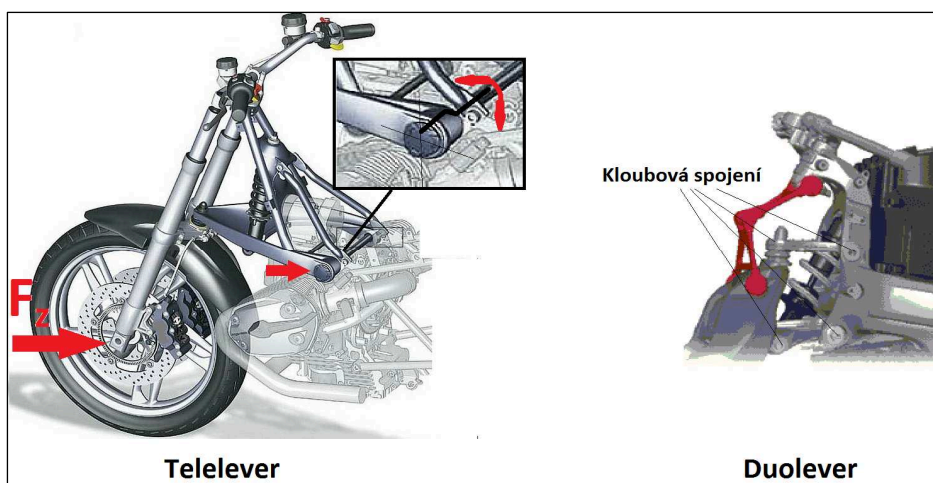
Obr. 23 Spodní nosník s výměnnou excentrickou vložkou [www.super-moto.cz]

Nevýhodou tohoto řešení je již zmíněná nutnost rozebrání podstatné části motocyklu, což v sobě ukrývá nemalou časovou náročnost tohoto úkonu. Špičkové závodní týmy např. v seriálu mistrovství světa silničních motocyklů používají několik možných kombinací těchto vložek. Při jejich volbě a nastavení motocyklu je třeba mnoha hodin testovacích jízd a servisních prací, než je zvolena správná kombinace nastavení podvozkových komponent. Pro aplikaci na motocykly v běžném provozu je tento způsob natavení, jak je zřejmé, naprosto nepoužitelný. Jiná řešení dle dostupných informací zatím v produkci motocyklových výrobců používaná zatím nejsou.

4. Možná konstrukční řešení zavěšení s variabilní geometrií

4.1 Výběr typu zavěšení předního kola s ohledem na možnosti využití

Prvním krokem při návrhu zavěšení předního kola s proměnným úhlem osy řízení byl výběr stávajícího řešení zavěšení jako platformy pro nové zavěšení. Vybrané zavěšení musí splňovat podmínku výsledné pevnosti po aplikaci prvků změny úhlu osy řízení. Bylo vybíráno z druhů zavěšení předního kola, jež byly uvedeny v kapitole „druhy uložení a vedení předního kola.“ Některé z druhů zavěšení jako jsou například springer nebo difazio byly zavrhnuty hned v počátku. Důvodem je složitost konstrukce anebo jejich zastaralost. V úvahu přicházely zavěšení duolever, telever a klasické zavěšení předního kola s teleskopickou vidlicí. První dvě zmíněná zavěšení telever a duolever skýtají velký potenciál v podobě pevnosti a snížené odezvy pružící jednotky do řídítek. Byly by proto ideálním základem ke konstrukci zavěšení předního kola s proměnným úhlem sklonu osy řízení. První řešení bylo tedy uvažováno na typech zavěšení znázorněných na obr. 24.



Obr. 24 Teoretická aplikace systému na zavěšení telelever a duolever

Později byly tyto zavěšení zavrhnuty z důvodu složitosti uložení vidlice předního kola a vysokého počtu vodících prvků. V úvahu tedy připadalo již jen zavěšení s teleskopickou přední vidlicí s pevnou hlavou řízení. Pro zvýšení výsledné tuhosti zavěšení byla zvolena teleskopická vidlice USD (upside – down). Kde se zvětšený průměr trubek vidlice se pozitivně odráží na torzní tuhosti zavěšení předního kola. Typ zavěšení pro aplikaci mechanismu změny geometrie podvozku byl tedy zvolen. Důležitou částí návrhu potom bylo určení, ve kterém z prvků zavěšení bude docházet ke změně úhlu osy řízení. Při výběru tohoto prvku na zmíněném typu zavěšení byl kladen důraz na výsledné namáhání komponent budoucího mechanismu pro změnu geometrie.

4.2 Požadavky na zavěšení s proměnlivou geometrií

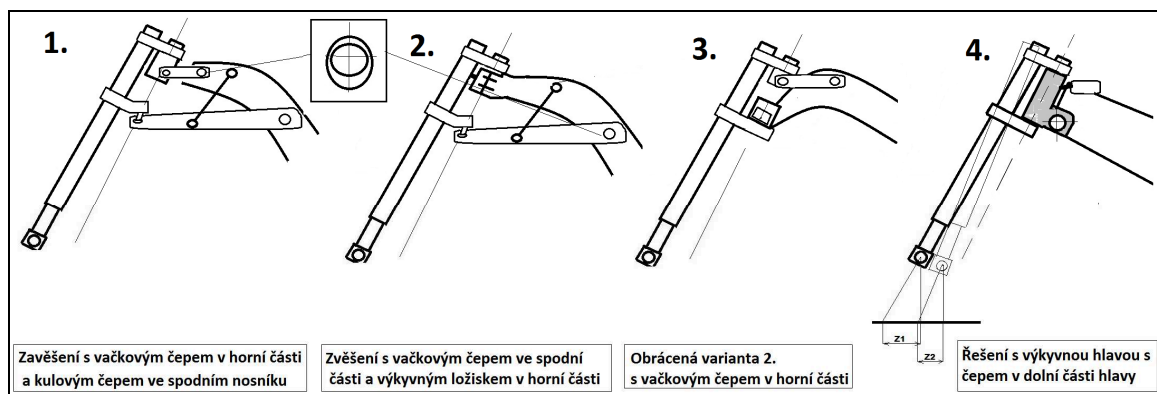
Mezi základní požadavky na zavěšení kola patří tuhost závěsu při namáhání brzdným zrychlením a torzní tuhost při průjezdu zatáček nebo podélných či příčných nerovností. Celá konstrukce by měla mít podobné vlastnosti jako původní vyzkoušené zavěšení použité na reálném motocyklu. Zároveň by měl být návrh konstrukce co nejjednodušší s co nejmenším počtem pohyblivých členů pro zvýšení výsledné spolehlivosti a snížení nákladů na provoz a údržbu. Jednoduchost systému má také zásadní vliv na náročnost údržby. Přístup k prvkům podléhajícím opotřebení by měl být co nejsnazší bez nutnosti demontáže ostatních částí celého motocyklu. Zároveň by měly být použity komponenty z materiálů o přiměřené ceně. Náročnost výroby jednotlivých komponent se může negativně odrazit ve výsledné ceně za aplikaci systému na sériové motocykly. Posledním požadavkem by měla být co nejnižší hmotnost a co nejmenší zastavěný prostor. Tyto požadavky je obtížné splnit současně, proto je hledán co nejvýhodnější kompromis mezi těmito nároky na konstrukci systému.

Výsledná tuhost systému bude tedy porovnávána s uložením v původní podobě. Cílem bude co největší přiblížení se k hodnotám tuhosti, kterými původní uložení disponovalo. Systém zavěšení bude aplikován na rám z hliníkové slitiny. Nejčastěji používaným materiálem tedy budou slitiny hliníku. Označení materiálu rámu je podobné AlMg 4,5Mn a jeho tvar je dosažen vakuovým litím profilů a následným svářením. Z důvodu navařování opěrných částí systému variabilní geometrie, jako jsou oka čepů či výztuhy konstrukce ze stejných nebo velmi podobných materiálů jako konstrukce rámu. Hliníková slitina je také volena s ohledem na hmotnost celé konstrukce. Pro čepy je volen druh uhlíkové oceli s označením 11 700 vhodné pro vysoce namáhané strojní součásti, jako jsou pístní čepy atd. Šroubové spoje jsou potom osazeny šrouby o dostatečné pevnosti. Nejčastěji jsou použity imbusové šrouby pevnosti 8.8 a 10.9. Ostatní součásti jsou voleny pokud možno dle normy ČSN. Některá ložiska jsou však atypická. Komponenty systému, které podléhají zvýšenému namáhání a následnému opotřebení budou omezeny na co nejnižší počet a bude uvažována i náročnost jejich výměny či jiného servisního zásahu. Přičemž je snahou vytvořit co nejkompaktnější systém s co nejmenší náročností na prostor, který zabírá na motocyklu. Změna úhlu osy řízení bude potom realizována prvkem vytvářejícím pohyb z nejdostupnější energie na motocyklu. Z největší pravděpodobností se bude jednat o energii elektrickou.

4.3 Návrh řešení realizace změny úhlu osy řízení

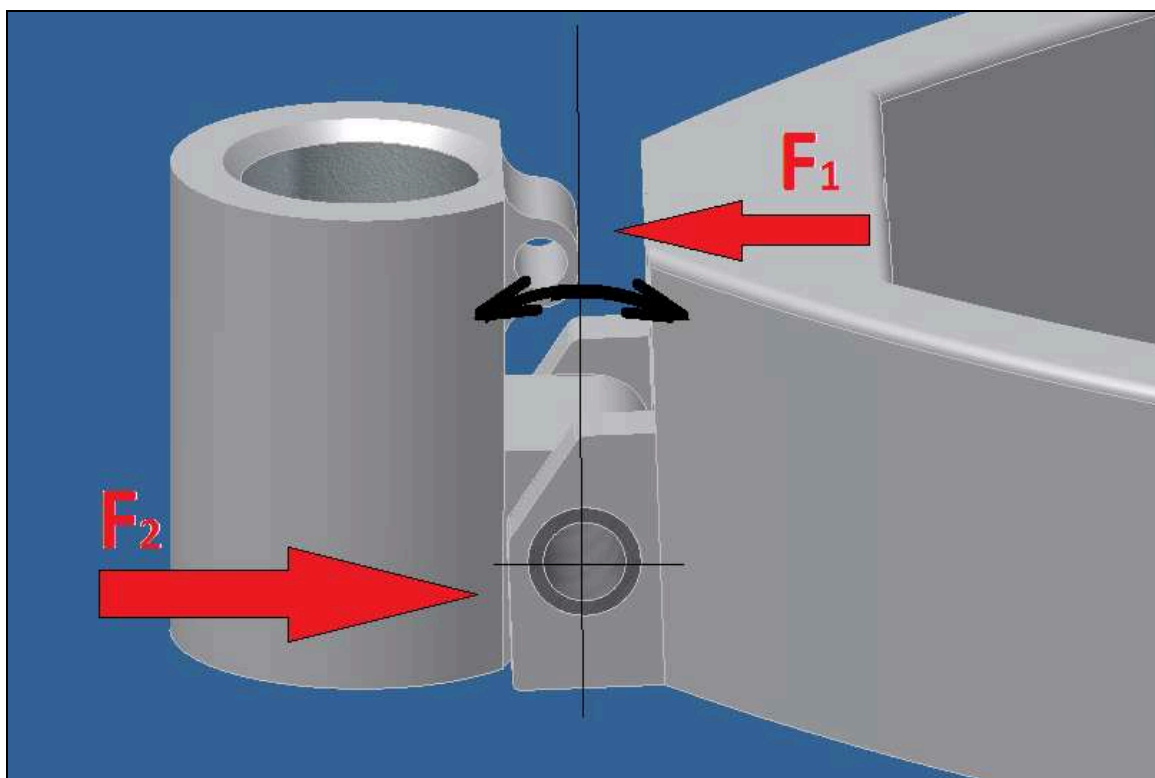
Jako platforma pro konstrukci rámu s proměnnou geometrií byl tedy zvolen hliníkový uzavřený rám s klasickou koncepcí odpružení a vedení předního kola teleskopickou vidlicí. Přesněji je to uzavřený dvojitý páteřový rám svařený z hliníkových profilů a odlitků. Původně tento rám pochází ze supersportovního motocyklu Kawasaki ZXR 400 L vyráběného od roku 1991 až do roku 2001 v nezměněné podobě. Pro návrh je k dispozici kompletní motocykl pro měření a srovnávací testy a rám motocyklu s předpokládaným částečným využitím jeho konstrukce v novém rámu s proměnnou geometrií. Pro stavbu vzorku i vlastní návrh se počítá s využitím původní nosné částí rámu, závěsy motoru a vedení zadního kola. Zbytek rámu bude přepracován tak, aby splňoval výše uvedené parametry a aby na něm byla možná regulace úhlu osy řízení.

Návrh konstrukčního řešení měl počátek v určení místa realizace změny osy řízení. Nejschůdnější cestou pro uskutečnění této změny se zdála být hlava řízení nebo sloupek řízení. Pro realizaci změny úhlu osy řízení u závodních motocyklů se používá již zmíněná výměna uložení sloupku řízení v horním a spodním nosníku vidlice. Tyto uložení se vkládají do připravené přesné oválné díry. Různé vložky mají otvory pro sloupek, které disponují různou osovou vzdáleností od původní osy sloupku. Tato realizace splňuje sice nároky pevnosti uložení a nižší finanční náročnosti, ovšem při výměně těchto vložek je nutná kompletní demontáž celého předního závěsu. Pokud bychom chtěli realizovat změnu v tomto místě podobným, ovšem nějakým automatizovaným pohybem, potýkali bychom se s následujícími problémy. Zejména by to byl nedostatek prostoru v místě realizace ve spodním nosníku a se zvýšením hmotnosti celého závěsu za sloupkem řízení. To by mohlo nepříznivě působit svou setrvačnou silou na dynamiku a na odezvu řízení. Tento způsob regulace byl tedy zavržen.



Obr. 25 Několik uvažovaných způsobů zavěšení s regulací úhlu osy řízení

Návrh se změnou úhlu celé hlavy řízení se zdál být tedy nejlépe proveditelný s nejnižšími nároky na velikost zastavěného prostoru. Místo realizace změny bylo tedy zvoleno, avšak nyní bylo nutné určit způsob této změny. Z požadavku na změnu úhlu osy řízení vyplívá nutnost aplikace kývavého pohybu hlavy řízení. Tento kývavý pohyb je nejsnáze proveditelný otočným uložením na čepu. Umístění polohy čepu bylo základním stavebním kamenem celé konstrukce. Čep by měl být umístěn tak, aby přenášel pokud možno největší podíl zatěžujících sil. Z této skutečnosti vyplívala výhoda nižšího zatížení mechanismu realizujícího samotný kývavý pohyb hlavy řízení.



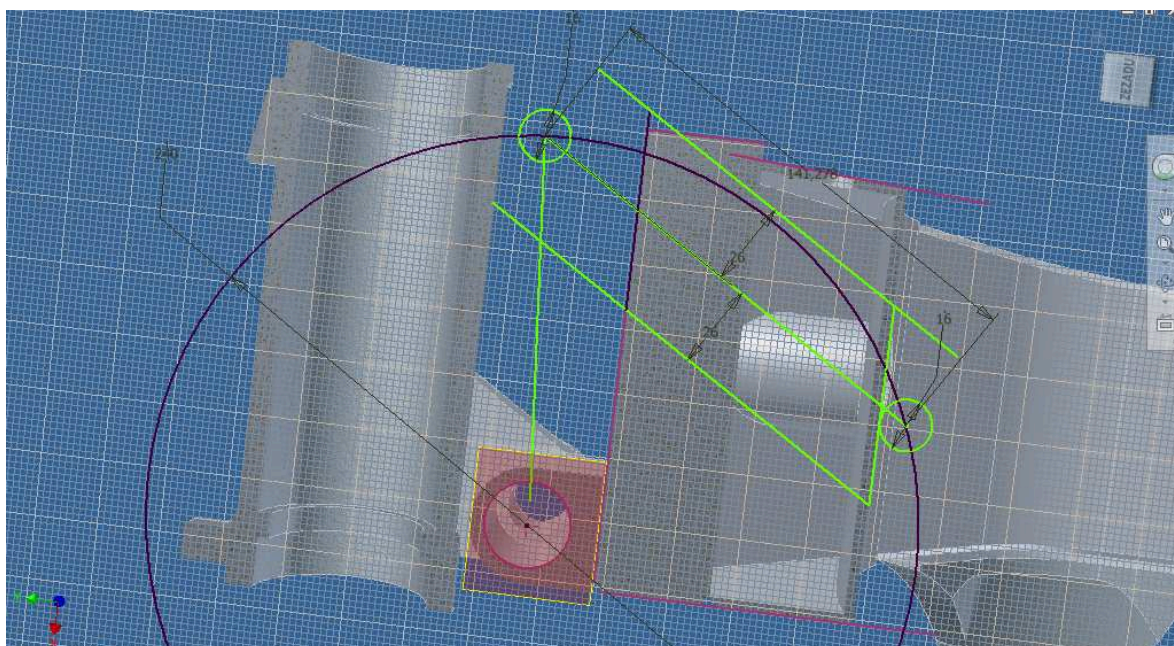
Obr. 26 Konečné řešení uložení výkyvné hlavy se spodním čepem výkyvu

Na obrázku 26. jsou také vyznačeny předpokládaná maximální zatížení vlivem setrvačné síly při brzdění motocyklu na mezi adheze nebo překlopení. S těmito zatíženími bude proveden základní výpočet pro čepy a vidlice uložení, tak aby bylo možné navrhnout celkové uspořádání uložení a mohly být stanoveny orientační velikosti všech dílů, které se na uložení budou ve výsledku podílet. Jedním z negativních jevů této koncepce je prodloužení konstrukce rámu. Toto prodloužení je nutné z důvodu zachování prostoru pro pohyb předního kola vpřed a vzad při změně úhlu osy řízení.

4.4 Volba prvku nastavení úhlu osy řízení

Jak již bylo výše zmíněno, je nutné zvolit pro pohon prvku vykonávajícího posuvný pohyb vhodný zdroj energie. Bylo uvažováno o využití energie z práce spalovacího motoru. Rozhodujícím faktorem pro volbu bylo však přenos této energie. Mechanický převod byl zavrhnut z důvodu náročnosti na zastavěnou plochu a výsledné hmotnosti převodového ústrojí. Další uvažovanou možností byl převod hydraulický. Tento způsob převodu energie je u některých speciálních motocyklů již používán, ovšem nutnost aplikace hydrogenerátoru a hydromotoru je příliš náročná. Ze stejného důvodu nelze použít energii stlačeného vzduchu, protože by bylo nutný jak generátor stlačeného vzduchu, tak i jeho zásobník. Poslední a nejschůdnější možností je využití elektrické energie motocyklu. Jediným omezením je omezená velikost palubního napětí 12 V a omezené proudové zatížení. Tyto omezení však nejsou překážkou, je tedy zvolen tento druh energie.

Prvkem konajícím práci bude tedy elektromotor nebo elektromagnet. Pro aplikaci na motocykl se zdál elektromotor pracující na principu krokového motoru ideální volbou. Rozhodujícím byl ovšem přenos síly na prvek umožňující změnu úhlu osy řízení. Zásadním problémem nebyl přenos této síly, nýbrž přenos sil, které vznikají při pohybu motocyklu. Nejvyšším zatížením je konstrukce vedení předního kola namáhána při intenzivním brzdění. Toto zatížení může dosahovat několikanásobku běžného zatížení při ustálené jízdě. Převod tedy musí být schopen toto zatížení nejen přenést, ale i zajistit neměnnost nastavených hodnot při takto enormním zatížení. Toto se jevilo jako zásadní problém při konstrukci pohybového prvku systému. Zpočátku bylo uvažováno s ozubeným převodem a brzděným elektromotorem nebo převodovým soukolím. Kvůli složitosti aplikace brzdících elementů byla tato možnost zavrhnuta. Dalším konstrukčním řešením byl převod rotačního pohybu na posuvný pomocí vačky. Zde ovšem vyvstával podobný problém jako v předchozím řešení. Zamezení pohybu nastavovacího elementu by bylo možno pouze za pomoci brzdy elektromotoru nebo aretace rotačního pohybu vačky. Jediným jednoduchým řešením bylo shledáno řešení pomocí pohybového šroubu s vlastní svorností. Jedině pohybový šroub se samosvorným účinkem je možno zatěžovat v ose rotace bez nutnosti použití aretačního prvku proti otáčení matice. Pohybový šroub přitom zajišťuje plynulost pohybu nastavení a umožňuje stoupáním závitu a regulací otáček matice nebo šroubu změnu rychlosti posuvného pohybu.



Obr. 27 Předběžný model v prostředí inventor, horní čep se pohybuje po kružnici se středem v ose dolního čepu

Řešení uložení pohybového šroubu je naznačeno na obr. 27. Pohybový šroub musí být uložen na svých koncích tak, aby mohl na těchto koncích vykonávat kývavý pohyb. Z největší pravděpodobností to bude uložení v čepech. Pohybový šroub při takto situovaném uložení bude procházet středem rámu motocyklu. Takovou aplikací uložení však vzniká nutnost vytvořit šachtu, ve které se bude šroubovice v rámu pohybovat. V pozdější části práce bude nutné otestovat, do jaké míry se projevuje vytvoření dutiny středem rámu na jeho výsledné pevnosti. Kvůli tomuto otestování bude nutné použít software Ansys Workbench, který pracuje s metodou konečných prvků (MKP).

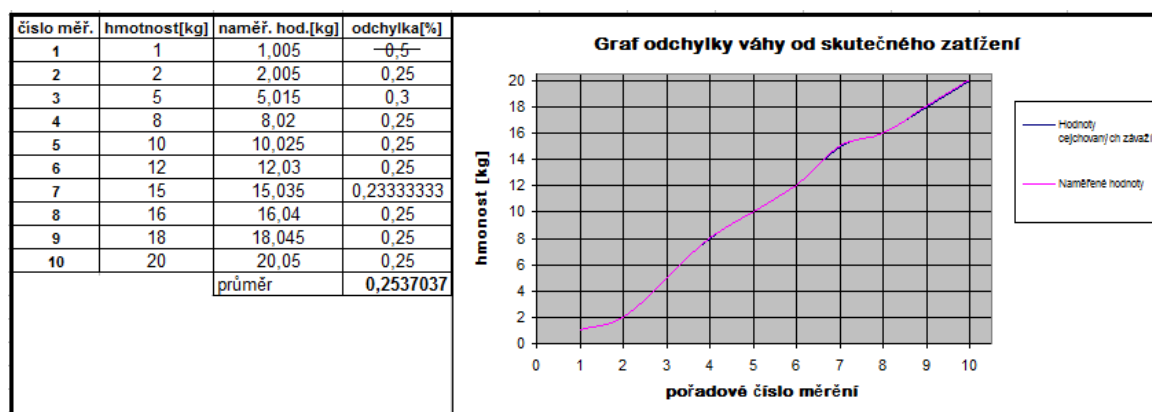
5. Výpočty namáhání prvků řízení na skutečném motocyklu

5.1 Vážení motocyklu a zjištění hmotností připadajících na jednotlivá kola

Na skutečném motocyklu KAWASAKI ZXR 400 L byly měření zjištěny hodnoty, zatěžujících sil na jednotlivá kola. Metodika měření je popsána v teoretické části (Rozměry a geometrie motocyklu- zatížení kol) a jednotlivé zapisovací protokoly jsou přílohou práce. Cílem měření bylo získat hodnoty, které povedou k výpočtu polohy těžiště motocyklu, které je nutné k dalším výpočtům namáhání jednotlivých částí VGP při skutečném provozu.

Pro získání skutečných zatížení bylo nutné určit polohu těžiště i při provozu motocyklu s plnou zátěží, tedy dvoučlennou posádkou.

Samotné vážení bylo prováděno na váze, na které bylo provedeno měření ocejchovaným závažím, pomocí několika měření byla určena odchylka přesnosti váhy. Tato odchylka je patrná v grafu 1. Bylo provedeno 10 měření v rozsahu 1kg až 20 kg. Odchylka přitom byla téměř konstantní. Při zanedbání první hodnoty, která je zkreslená vlivem nízké hmotnosti závaží a nižší rozlišovací schopnosti stupnice váhy. Průměrná odchylka byla vypočtena na 0,2537%.



Graf 1. Chyba měření váhy použité při zjištění polohy těžiště

- a) Měření prázdného motocyklu
- b) Měření motocyklu s jezdcem
- c) Měření motocyklu s jezdcem i spolujezdcem

Při měření byla provedena fotodokumentace obr.28, hmotnost jezdce byla kontrolována na osobní váze, na níž činila požadovaných 80 kg a hmotnost spolujezdce byla do 80 kg upravena 12 kg závažím.



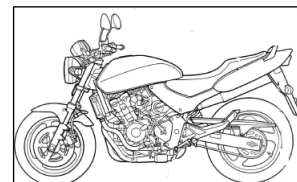
Obr. 28 Fotodokumentace z vážení motocyklu pro určení polohy těžiště

Naměřené hodnoty

1. Zatížení náprav – vodorovný stav

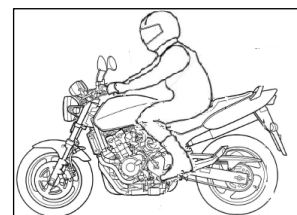
Prázdný motocykl

měření	hmotnost [kg]	poznámka
1.	93,8	přední kolo
2.	94,05	zadní kolo
3.	187,85	celý motocykl



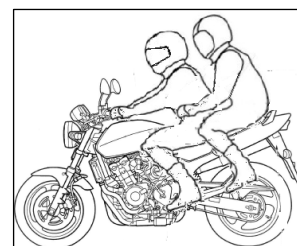
Motocykl + jezdec (80 kg)

měření	hmotnost [kg]	Poznámka
1.	126,5	přední kolo
2.	-----	zadní kolo
3.	267,85	celý motocykl



Motocykl + dvoučlenná posádka (2x80kg)

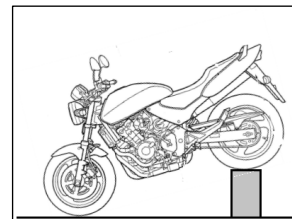
měření	hmotnost [kg]	Poznámka
1.	136,5	přední kolo
2.	-----	zadní kolo
3.	347,85	celý motocykl



2) Zatížení náprav – nakloněná rovina

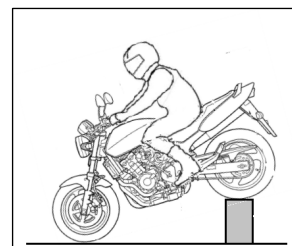
Prázdný motocykl

měření	hmotnost [kg]	Poznámka
1.	99,5	přední kolo
2.	-----	zadní kolo
3.	-----	celý motocykl



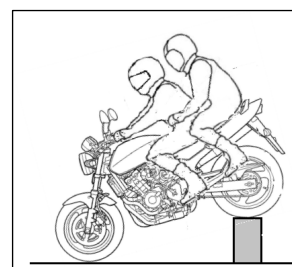
Motocykl + jezdec (80 kg)

měření	hmotnost [kg]	Poznámka
1.	138,8	přední kolo
2.	-----	zadní kolo
3.	-----	celý motocykl



Motocykl + dvoučlenná posádka (2x80kg)

měření	hmotnost [kg]	Poznámka
1.	157,5	přední kolo
2.	-----	zadní kolo
3.	-----	celý motocykl



3) Změna rozvoru motocyklu vlivem zatížení

Změna rozvoru vlivem zatížení – propružení podvozku motocyklu

měření	rozvor [mm]	Poznámka
1.	1410	nezatížený stav
2.	1405	jezdec 80 kg
3.	1402	posádka (2x80kg)

Změna rozvoru je závislá na velikosti propružení tlumících a pružících jednotek. Velikost stlačení pružících jednotek je logicky závislá na jejich nastavení. Tuhost pružin byla proto nastavena zpět do továrního nastavení dle manuálu výrobce.

5.2 Určení polohy těžiště motocyklu

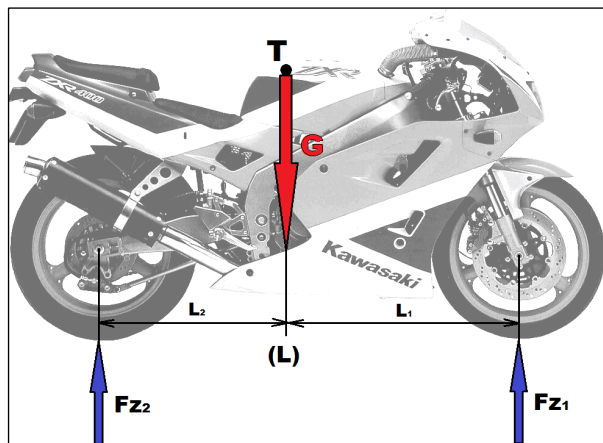
Horizontální poloha těžiště

Momentová rovnice

$$F_{z1} \cdot L - G \cdot L_2 = 0$$

$$L_2 = \frac{F_{z1} \cdot L}{G}$$

$$L_2 = \text{viz tab.}$$



m= 187,85kg prázdný motocykl

	m₁ [kg]	F_{z1} [N]	G [N]	L [mm]	L₂ [mm]
Prázdný motocykl	93,8	920,178	1842,8085	1410	704,06175
Motocykl + jezdec (80kg)	129,5	1270,395	2627,6085	1405	679,28878
Motocykl + dvoučlenná posádka (160kg)	136,4	1338,084	3412,4085	1402	549,7565

Výšková poloha těžiště ht

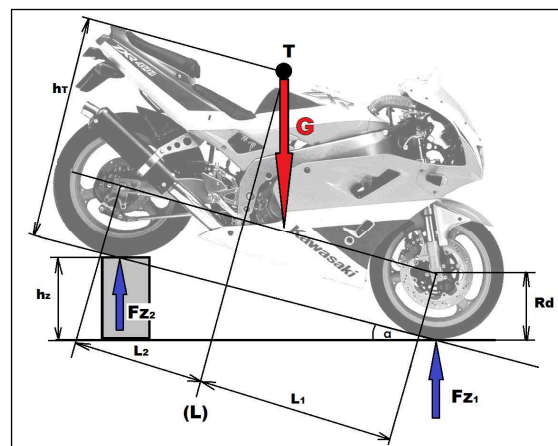
$$F_{z1} \cdot L \cdot \cos \alpha - G \cdot (L_2 \cdot \cos \alpha + (ht - rd) \cdot \sin \alpha) = 0$$

$$F_{z1} \cdot L \cdot \cos \alpha - G \cdot L_2 \cdot \cos \alpha - G \cdot ht \cdot \sin \alpha + G \cdot rd \cdot \sin \alpha = 0$$

$$G \cdot ht \cdot \sin \alpha = -G \cdot L_2 \cdot \cos \alpha + G \cdot rd \cdot \sin \alpha + F_{z1} \cdot L \cdot \cos \alpha$$

$$ht = \frac{F_{z1} \cdot L \cdot \cos \alpha - G \cdot L_2 \cdot \cos \alpha + G \cdot rd \cdot \sin \alpha}{G \cdot \sin \alpha}$$

Pro kontrolu lze vypočítat ht těžiště přes rozdíl hmotností připadajících na kolo v nakloněném a nenakloněném stavu. Rovnice má potom tvar



$$ht = \left(\frac{m_1 - tg \alpha}{m_{celk}} \cdot \frac{L}{tg \alpha} \right) + rd$$

	hz [mm]	m₁	tgα	ht dle úhlu	ht dle Δm
Prázdný motocykl	225	99,5	0,161645815	572,1816	572,1816
Motocykl + jezdec (80kg)	225	138,8	0,16223618	608,2732	608,2732
Motocykl + dvoučlenná posádka (160kg)	225	157,5	0,162592501	831,0831	831,0831

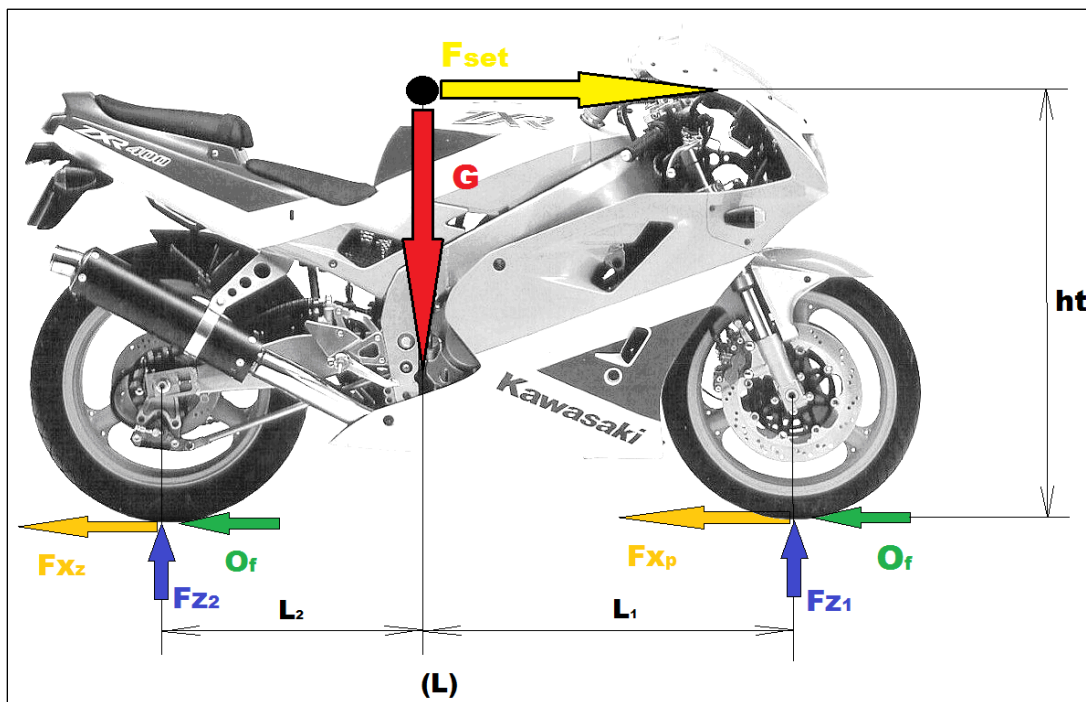
Kontrola proběhla v pořádku, výšky těžiště při různých zatížení jsou uvedeny v tabulce.

Hodnota r_k nebo r_d byla zjištěna měřením a byla stanovena na 300mm na předním a 305mm na zadním kole.

5.3 Výpočet zatěžujících sil v mezních situacích pohybu motocyklu

Zatížení při brzdění

Výpočet zatížení při brzdění. Toto zatížení, hlavní spojovací části celků motocyklu tj. ve sloupku řízení a hlavě řízení, by mělo teoreticky představovat maximum. Výpočet je proveden, při zatížení jedním a dvěma členy posádky.



Obr. 29 Silový rozbor na motocyklu při brzdění

Výpočet setrvačné síly $F_{set_{max}}$

$$F_{set_{max}} = Fx_z + Fx_p$$

$$F_{set_{max}} = m \cdot b$$

m hmotnost motocyklu+dvoučlenná posádka [kg]

b_{max}max možné záporné zrychlení [m/s^2]

Maximální možné záporné zrychlení b_{max} (omezené koeficientem přilnavosti)

$$b = \mu \cdot g$$

μsoučinitel soudržnosti kola a vozovky

$$b = 0,85 \cdot 9,81$$

$$b = \underline{8,3385 m \cdot s^{-2}}$$

Při maximálním b se pohybuje motocykl na mezi překlpení, F_{z_2} je rovno 0. Přičemž momentová rovnice je v rovnováze. Z výsledku brzdných sil vyplývá, že brzdné zrychlení není natolik vysoké, aby při dvoučlenné posádce mohlo dojít k překlpení. Dříve dojde ke skluzu pneumatiky a tím omezení setrvačné síly. Při rozhodování tedy zvolím nižší dosaženou hodnotu [7].

$$F_{set_{\max}} = F_{x_z} + F_{x_p}$$

$$F_{set_{\max}} = m.b$$

$$F_{set_{\max}} = 347,85.8,3385$$

$$F_{set_{\max}} = \underline{2900,54N}$$

$$F_{set_{\max}}.ht - G.L_1 + F_{z_2}.L = 0$$

$$F_{set_{\max}}.ht - G.L_1 = 0$$

$$F_{set_{\max}} = \frac{G.L_1}{ht}$$

$$F_{set_{\max}} = \frac{3412,4085..852,2435}{831,0831}$$

$$F_{set_{\max}} = \underline{3499,31N}$$

Výpočet síly na předním kole

Odpor valení Of

součinitel odporu valení..... f

f pro motocykl0,2

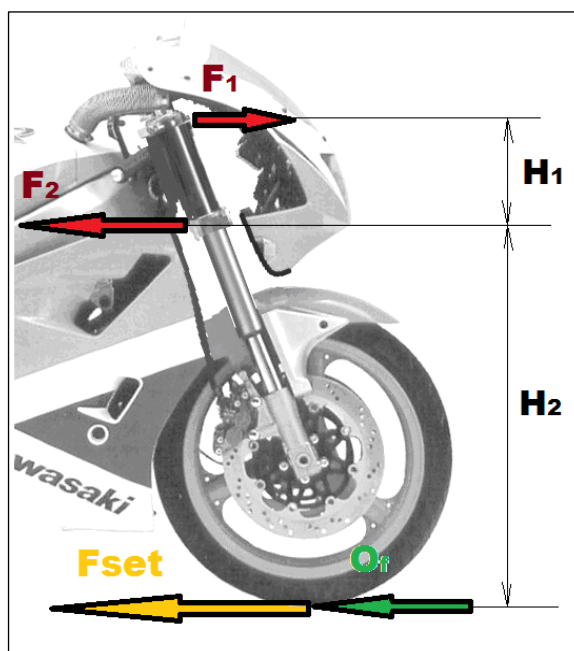
$$Of = Of_1 + Of_2 = F_{z_1} \cdot \frac{a}{r} + F_{z_{z_2}} \cdot \frac{a}{r}$$

$$F_{z_z} = 0 \Rightarrow Of = F_{z_1} \cdot \frac{a}{r} = F_{z_1} \cdot f$$

f = při brzdění...cca 0,2

$$Of = 3412,40.0,2$$

$$Of = \underline{682,48N}$$



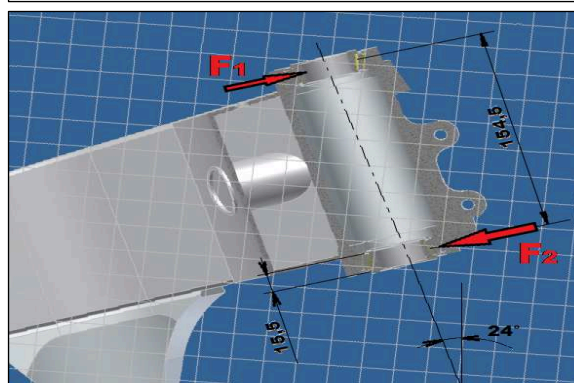
Údaje získané měřením

$$\sin(90^\circ - \alpha) = \frac{H_1}{154,5} \Rightarrow$$

$$H_1 = 154,5 \cdot \sin(90^\circ - 24^\circ) = 141,14mm$$

$$H_1 = 141,14mm$$

$$H_2 = 740 mm$$



Obr. 30 Síly vznikající při brzdění a jejich reakce

Síla na horní uložení osy řízení F_1

$$F_1 \cdot H_1 + F_{set} \cdot H_2 + Of \cdot H_2 = 0$$

$$F_1 = - \frac{F_{set} \cdot H_2 + Of \cdot H_2}{H_1}$$

$$F_1 = \frac{2900,54 \cdot 740 + 682,48 \cdot 740}{141,14}$$

$$F_1 = 18785,8N$$

Síla v dolní části uložení osy řízení F_2

$$F_2 \cdot H_1 + F_{set} \cdot (H_2 + H_1) + Of \cdot (H_2 + H_1) = 0$$

$$F_2 = - \frac{F_{set} \cdot (H_2 + H_1) + Of \cdot (H_2 + H_1)}{H_1}$$

$$F_2 = \frac{2900,54 \cdot (740 + 141,14) + 682,48 \cdot (740 + 141,14)}{141,14}$$

$$F_2 = 22365,3N$$

Silové namáhání uložení ve sloupku řízení je vypočteno jako nejvyšší možná dosažitelná hodnota při statickém zatížení brzdou silou a odporem valení. Je uvažována tuhá vidlice, která by po svém propružení vlivem zatížení zmenšila rameno setrvačné síly a tím i snížila namáhání.

Namáhání při průjezdu zatáčkou

Rovnováha motocyklu při průjezdu zatáčkou

F_y odstředivá síla

F_z tíha vozidla

F_R výslednice sil

1 - osa styku kola s vozovkou

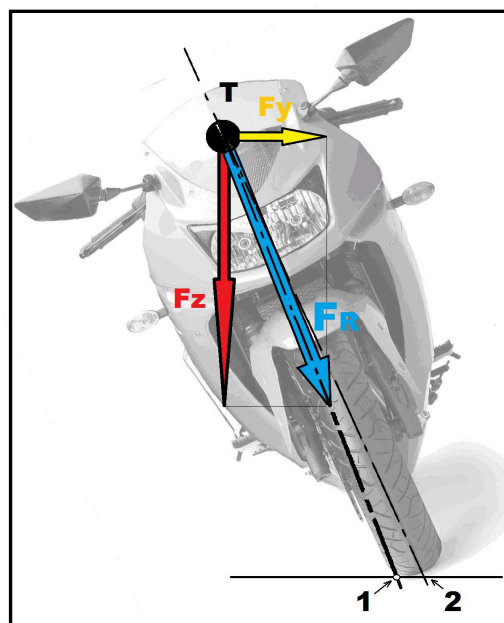
2 – střední osa stroje

Velikost odstředivé síly a její závislost na jízdních podmínkách.

$$F_y = m \cdot \frac{v^2}{R}$$

$$F_z = m \cdot g = 136,4 \cdot 9,81 = 1338,084N$$

m = statické zatížení předního kola



Obr. 31 Změna polohy bodu sty při náklonu

Závislost náklonu na odstředivé síle F_y

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{F}{G} = \frac{m \cdot v^2}{R \cdot m \cdot g} = \frac{v^2}{R \cdot g}$$

$$\text{tedy } \gamma = \arctg \frac{F}{G} = \arctg \frac{v^2}{R \cdot g}$$

Tyto vztahy platí pro nekonečně úzké kolo. Při takovéto situaci nedochází k torznímu namáhání uložení řízení.

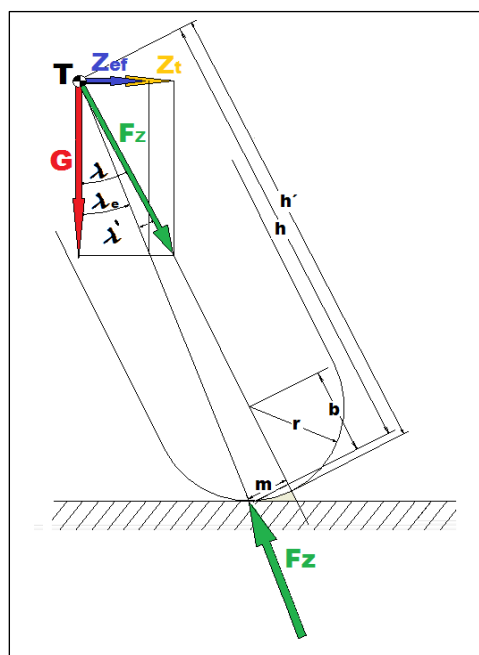
Šířka pneumatiky je 120 mm, rameno (m) zatěžujícího momentu tedy nebude nikdy větší než polovina šířky pneumatiky, tedy maximálně 60 mm.

Zohlednění šířky kola a jeho zaoblení ve výpočtu

$$\lambda = \arctg \frac{m}{h'} = \arctg \frac{r \cdot \sin \lambda}{h - r(1 - \cos \lambda)}$$

Moment zatížení

$$M_{zat} = F_{z_{výsl}} \cdot m$$



Obr. 31 silový rozbor na nakloněném kole

Zatěžující silou je zde výslednice tíhové síly a maximální odstředivé síly. Maximální odstředivé zrychlení je $a = \mu_{boční} \cdot g$,

Maximální odstředivá síla

Do výpočtu maximální odstředivé síly vstupuje velké množství hodnot, které je výpočtem velmi složité získat. Výpočet pro reálný motocykl je, bez jízdních zkoušek s informací alespoň o maximálním možném náklonu nebo součiniteli boční adheze μ_y v místě kraje pláště, nemožné provést. Pro testování rámu v MKP byla zvolena síla 10 000 N v ložiscích řízení jako náhrada torzního momentu.

5.4 Výpočet vratného momentu řízení a jízdní stability

Stabilizační účinky závleku

Vratný moment vidlice

Při jízdě bez brzdění platí, že $F_x = O_f$
natočením kola o úhel δ .

$$M_v = F_x \cdot a \Rightarrow M_v = O_f \cdot a$$

$$a = n \cdot \tan \delta$$

$$M_v = O_f \cdot n \cdot \tan \delta$$

F_x síla ve styku kola s vozovkou [N]

α úhel osy řízení [°]

n závlek předního kola [m]

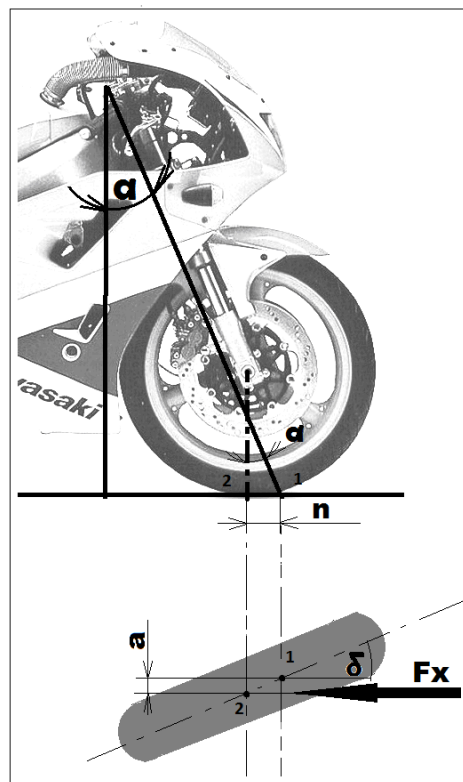
a rameno vratné síly kola [m]

δ úhel natočení předního kola [°]

M_v vratný moment řízení [N.m]

1. průsečík osy řízení s vozovkou

2. bod styku kola s vozovkou



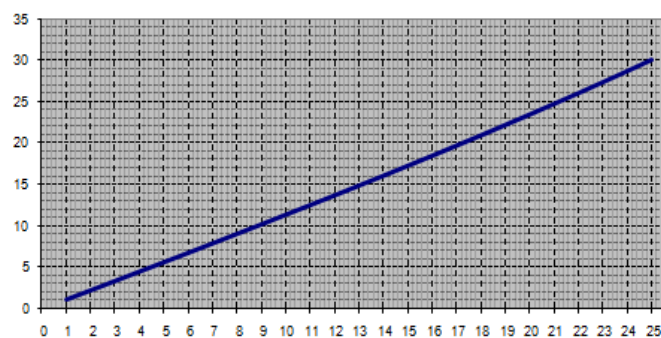
Obr. 32 Stabilizační účinek závleku

úhel osy řízení (rake angle) α 24°

závlek předního kola (trail) n 94,1617 mm

natočení řídítek [°]	úhel [rad]	n [mm]	a [mm]	O_f [N]	M_v [N.m]
1	0,01745329	94,2	1,644267	682,48	1,122179
2	0,03490659	94,2	3,289536	682,48	2,245043
3	0,05235988	94,2	4,936813	682,48	3,369276
4	0,06981317	94,2	6,587106	682,48	4,495568
5	0,08726646	94,2	8,241432	682,48	5,624613
6	0,10471976	94,2	9,900819	682,48	6,757111
7	0,12217305	94,2	11,56631	682,48	7,893772
8	0,13962634	94,2	13,23895	682,48	9,035316
9	0,15707963	94,2	14,91981	682,48	10,18247
10	0,17453293	94,2	16,61	682,48	11,33599
11	0,19198622	94,2	18,31063	682,48	12,49664
12	0,20943951	94,2	20,02283	682,48	13,66518
13	0,2268928	94,2	21,74778	682,48	14,84243
14	0,2443461	94,2	23,4867	682,48	16,0292
15	0,26179939	94,2	25,24081	682,48	17,22635
16	0,27925268	94,2	27,01142	682,48	18,43475
17	0,29670597	94,2	28,79983	682,48	19,65531
18	0,31415927	94,2	30,60744	682,48	20,88896
19	0,33161256	94,2	32,43566	682,48	22,13669
20	0,34906585	94,2	34,286	682,48	23,39951
21	0,36651914	94,2	36,15999	682,48	24,67847
22	0,38397244	94,2	38,05927	682,48	25,97469
23	0,40142573	94,2	39,98553	682,48	27,28932
24	0,41887902	94,2	41,94054	682,48	28,62358
25	0,43633231	94,2	43,92618	682,48	29,97874

Vratný moment [N.m]



Úhel natočení řídítek [°]

odpor valení $O_f = 680$ N
závlek $n = 94,2$ mm

Tab.1 Vliv natočení předního kola na stabilizační vratný moment řízení

Data udaná výrobcem o úhlu osy řízení, u kterého uvádí hodnotu 24° a závleku předního kola 85 mm se vylučují. Výpočtem bylo dokázáno, že hodnota závleku či úhlu osy řízení není pravdivá. Tento výpočet bude dále řešen v části, zabývající se vlivem úhlu osy řízení na velikost závleku. Zde byl vypočten závlek kola motocyklu na hodnotu 94,2 mm.

$$n = \operatorname{tg} \alpha \cdot \left(R_k - \frac{b}{\sin \alpha} \right) = \operatorname{tg} 24^\circ \cdot \left(300 - \frac{36}{\sin 24^\circ} \right) = 94,1617 \text{ mm}$$

n závlek předního kola [mm]

α úhel osy řízení [$^\circ$]

R_k statický poloměr kola [mm]

Pro další výpočet byl zvolen závlek kola jako předběžná hodnota pro využití na funkčním modelu. Interval závleku reprezentuje svou nejnížší hodnotou (nejkratším závlekem) motocykly, které jsou primárně určeny pro městský provoz. Je zde tedy přepokládána omezená rychlost a vysoké nároky na obratnost. Největší hodnota závleku je vybrána, jako nečastěji použitá hodnota u motocyklů s předpokladem pro jízdu vysokou rychlostí na ne dlouhé vzdálenosti. U těchto motocyklů se nepředpokládají časté průjezdy nízkou rychlostí v obloucích o malém poloměru. Takovýto výběr dat je sice velmi laický, ovšem úhel řízení potažmo pak závlek předního kola je veličinou, závislou na obrovském množství faktorů. Výrobci po zvolení těchto parametrů provádějí velké množství jízdních zkoušek a simulací, kde pevnou hodnotu této veličiny určují. Vzhledem k tomu, že výběr reprezentuje krajní polohy, a bude možné jej regulovat velmi jednoduše. Jedná se o nejjednodušší metodu, jak tyto meze určit.

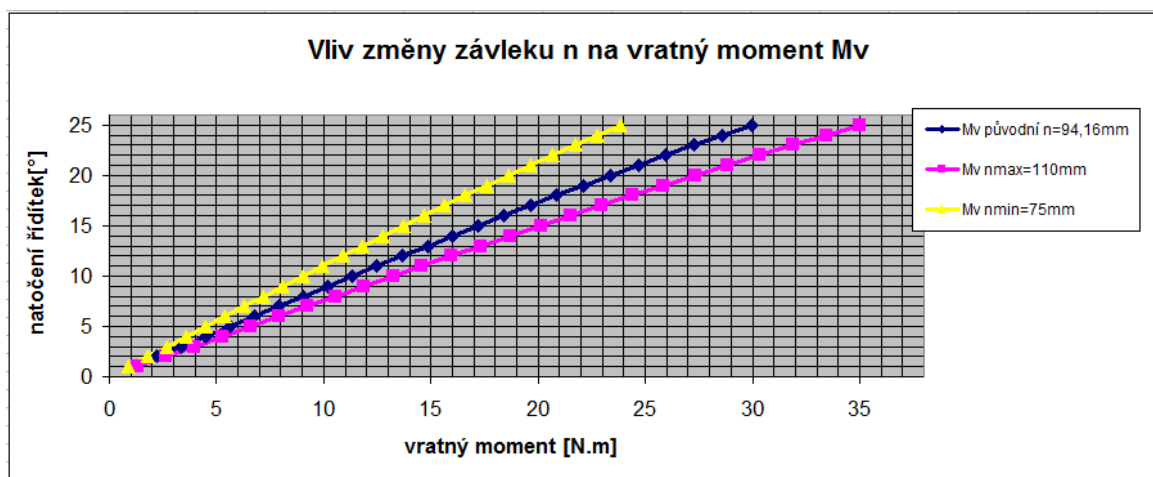
Horní mez závleku – 110 mm

Dolní mez závleku – 75 mm

natočení řídítek [°]	úhel [rad]	n [mm]	n-max[mm]	n-min[mm]	a [mm]	a (n max)	a (n min)	Of [N]	Mv pův. [N.m]	Mv n-max[N.m]	Mv n-min[N.m]
1	0,017453293	94,1617	110	75	1,643599	1,920057	1,30913	682,48	1,122	1,310	0,893
2	0,034906585	94,1617	110	75	3,288199	3,841285	2,619058	682,48	2,244	2,622	1,787
3	0,052359878	94,1617	110	75	4,934806	5,764856	3,930583	682,48	3,368	3,934	2,683
4	0,06981317	94,1617	110	75	6,584427	7,691949	5,244511	682,48	4,494	5,250	3,579
5	0,087266463	94,1617	110	75	8,238081	9,623753	6,56165	682,48	5,622	6,568	4,478
6	0,104719755	94,1617	110	75	9,896793	11,56147	7,882818	682,48	6,754	7,890	5,380
7	0,122173048	94,1617	110	75	11,5616	13,5063	9,208842	682,48	7,891	9,218	6,285
8	0,13962634	94,1617	110	75	13,23356	15,45949	10,54056	682,48	9,032	10,551	7,194
9	0,157079633	94,1617	110	75	14,91375	17,42229	11,87883	682,48	10,178	11,890	8,107
10	0,174532925	94,1617	110	75	16,60325	19,39597	13,22452	682,48	11,331	13,237	9,025
11	0,191986218	94,1617	110	75	18,30318	21,38183	14,57852	682,48	12,492	14,593	9,950
12	0,20943951	94,1617	110	75	20,01469	23,38122	15,94174	682,48	13,660	15,957	10,880
13	0,226892803	94,1617	110	75	21,73894	25,3955	17,31511	682,48	14,836	17,332	11,817
14	0,244346095	94,1617	110	75	23,47715	27,42608	18,6996	682,48	16,023	18,718	12,762
15	0,261799388	94,1617	110	75	25,23055	29,47441	20,09619	682,48	17,219	20,116	13,715
16	0,27925268	94,1617	110	75	27,00043	31,54199	21,5059	682,48	18,427	21,527	14,677
17	0,296705973	94,1617	110	75	28,78812	33,63037	22,9298	682,48	19,647	22,952	15,649
18	0,314159265	94,1617	110	75	30,59499	35,74117	24,36898	682,48	20,880	24,393	16,631
19	0,331612558	94,1617	110	75	32,42247	37,87604	25,82457	682,48	22,128	25,850	17,625
20	0,34906585	94,1617	110	75	34,27206	40,03673	27,29777	682,48	23,390	27,324	18,630
21	0,366519143	94,1617	110	75	36,14529	42,22504	28,7898	682,48	24,668	28,818	19,648
22	0,383972435	94,1617	110	75	38,0438	44,44288	30,30197	682,48	25,964	30,331	20,680
23	0,401425728	94,1617	110	75	39,96927	46,69223	31,83561	682,48	27,278	31,867	21,727
24	0,41887902	94,1617	110	75	41,92349	48,97516	33,39215	682,48	28,612	33,425	22,789
25	0,436332313	94,1617	110	75	43,90832	51,29384	34,97307	682,48	29,967	35,007	23,868

Tab.2 Vliv změny závleku na vratný stabilizační moment řídítek

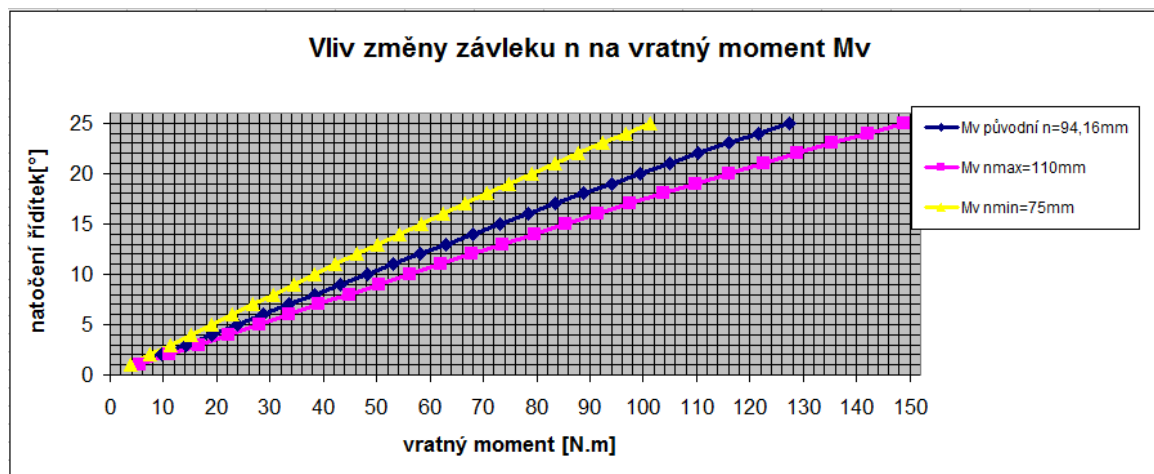
V tabulce a grafu vypočítaných hodnot je možné pozorovat lineárně se zvyšující vratný moment vznikající na předním kole v závislosti na závleku kola (tab.2, graf 2). Vychýlení řídítek je přitom 0-25° a hodnoty jsou totožné pro vychýlení řízení na obě strany. Je zde počítáno s rovnoměrnou jízdou, kde vratný moment vyvolává pouze valivý odpor kola. V situaci brzdění a případné nutnosti manévrování, kdy působí setrvačná síla 2900,54 N, se rozdíl změny závleku několikanásobně zvětšuje.



Graf 2. Vliv změny vratného momentu v závislosti na změně závleku kola

V grafu 3. je možno tento rozdíl pozorovat. Grafu jsou zaneseny hodnoty vratného momentu při brzdění na mezi adheze. Tak jako v předchozím je zde porovnáván průběh vratného momentu při brzdění se závlekem nastaveným výrobcem a se závlekem v mezních hodnotách zvoleného intervalu. Zatím co maximální vratný moment pro závlek

110 mm činí přes 150 N.m. Pro závlek 75 mm je vratný moment zhruba o třetinu menší než jako tomu bylo u závleku 110mm, tedy kolem 100 N.m. Rozdíl těchto hodnot je značně citelný pro ovládání motocyklu v krizových situacích. Vyvinutí dostatečného momentu pro korekci směru na motocyklu s velkým závlekem vyžaduje velkou ovládací sílu, pokud uvažíme rameno páky řídítka dlouhé asi jen 200 – 300 mm. Ovládací síla zde se bude pohybovat tedy kolem 600 N. Oproti tomu při krátkém závleku se bude tato síla přibližovat hodnotám 240 N.



Graf. 3 Změna vratného momentu v závislosti na změně závleku kola při brzdění

Vliv závleku na ovládací sílu a samostabilizační účinky podvozku byl tímto tedy prokázán. Samotný úhel osy řízení ovšem zasahuje i do rozvoru motocyklu a gyroskopického jevu předního kola. Nutnost změny úhlu osy řízení kvůli požadovanému závleku bude vypočtena v části návrhu šroubovice. Tento údaj o změně úhlu se později promítne v dalších výpočtech pro výslednou stabilitu motocyklu a jeho manévrovacích schopností.

6. Řešení vlastního konstrukčního provedení

6.1 Návrh hlavy řízení a oka čepu hlavy řízení

Základem pro návrh hlavy řízení se stal původní odlitek z rámu motocyklu KAWASAKI ZXR 400 L. Tento odlitek byl z rámu vyřezán speciálním řezným drátem tak, aby nedošlo k zásahu do jeho nosných a opěrných částí. Odlitek je vyroben vakuový litím do pískové formy za materiálu AlMg 4,5Mn. Dále je odlitek přesně soustružen v oblasti uložení ložisek hlavy řízení a jsou upravena i čela ploch těchto uložení. V počátku návrhu vytvořen model hlavy řízení v softwarovém prostředí Autodesk Inventor Professional 2010. Po provedení orientačního výpočtu průměru spodní čepu výkyvu hlavy řízení bylo navrženo i uložení. Materiál uložení čepu v hlavě řízení byl zvolen stejný jako materiál odlitku hlavy řízení. Šířka vidlice byla zvolena na 25mm. Šířka táhla potom 70 mm kvůli většímu namáhání a menší ploše svaru na táhlo navažené na rám připadající.

Výpočet probíhal dle následujících vzorců

Ohybový moment čepu

$$M_{o_{\max}} = \frac{F_R}{2} \cdot \frac{L_{\check{c}}}{2} = \frac{F_R \cdot L_{\check{c}}}{4}$$

F_R síla působící na čep

$L_{\check{c}}$ délka čepu

Návrh průměru čepu $d_{\check{c}}$

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{\max}}}{W_o} \leq \sigma_{Dov}$$

$M_{o_{\max}}$ maximální ohybový moment čepu

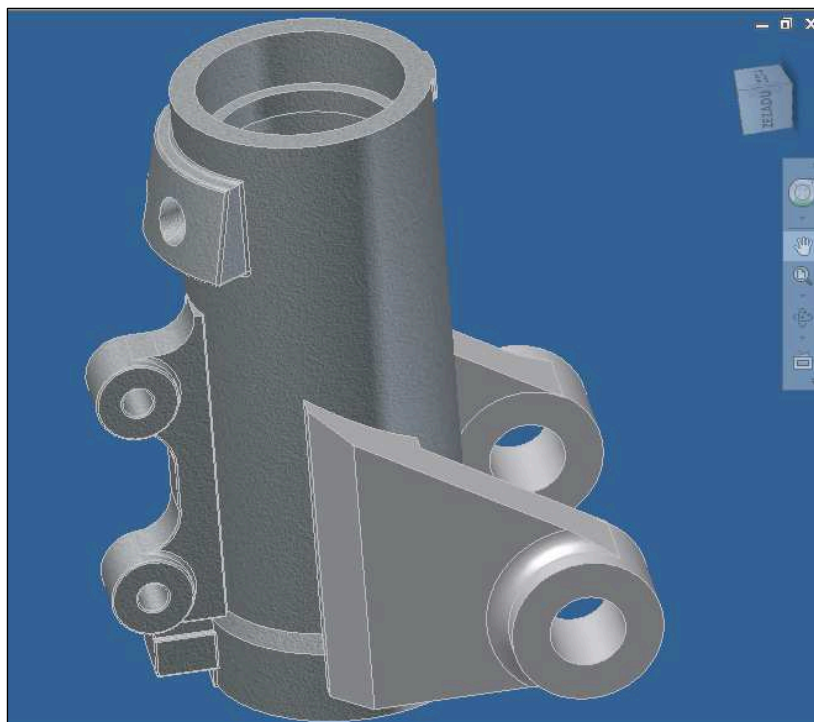
$$\sigma_o = \frac{M_{o_{\max}}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^3}{32}} \leq \sigma_{Dov} \Rightarrow d_{\check{c}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{o_{\max}}}{\pi \cdot \sigma_{Dov}}}$$

Cílem tohoto výpočtu bylo zjistit předběžný průměr díry pro čep. Po dosazení materiálu 11 700 jako materiál čepu a AlMg 4,5Mn pro materiál táhla a vidlice byl proveden výpočet. Vlastnosti materiálu jsou uvedeny v tabulce 3.

Materiál kolíku	
<input checked="" type="checkbox"/> Ocel 11 700	...
Dovolené napětí v ohybu	σ_{BA} 375,000 MPa
Dovolené smykové napětí	τ_A 170,000 MPa
Materiál vidlice	
<input checked="" type="checkbox"/> AlMg4,5Mn	...
Dovolený tlak	p_A 260,000 MPa
Materiál táhla	
<input checked="" type="checkbox"/> AlMg4,5Mn	...
Dovolený tlak	p_A 260,000 MPa

Tab. 3 Vlastnosti materiálu potřebné k výpočtu průměru čepu

Veškeré výpočty součástí byly také prováděny pomocí softwaru Autodesk Inventor Professional 2010 – Generátor komponent. Průměr čepu vyšel 20 mm, což bude prokázáno v následující části návrhu čepu. Po získání tohoto údaje bylo možné navrhnout konečnou podobu hlavy řízení viz. obr.33. Ramena vidlice byla na hlavu navařena metodou obloukového svařování netavící se elektrodou v ochranné atmosféře inertního plynu. Což je tavná metoda svařování elektrickým obloukem, která se používá především pro svařování hliníku a hořčíku a jejich slitin, korozivzdorných ocelí, niklu, mědi, bronzů, titanu, zirkonu a dalších neferitických kovů. Přídavným materiálem byla opět slitina hliníku a magnezia AlMg 4,5Mn. Svary se nestaly součástí pevnostního výpočtu.



Obr. 33 Návrh hlavy řízení a jejího výkyvného uložení

6.2 Výpočet spodního čepu hlavy řízení

Spodní čep hlavy řízení bude nejvíce namáhanou součástí celého systému změny úhlu osy řízení. Pro výpočet jeho průměru uvažuji za maximální namáhání sílu, která vzniká jako reakce síly setrvačné při brzdění plně loženého vozidla na mezi adheze. Záměrně nebylo počítáno s celkovou hmotností motocyklu, protože hodnoty pevnosti a rozložení hmotnosti na motocyklu se při aplikaci nového zavěšení předního kola změní. Byly tady uvažovány 2 osoby jako posádka o hmotnosti 2x 80 kg společně s pohotovostní hmotností motocyklu. Zároveň nebylo počítáno se současným působením torzního momentu při průjezdu obloukem a současného plného brzdění. Jednat se tyto stavy vzájemně vylučují kvůli omezeným adhezním schopnostem pneumatiky a jednak je takováto jízda jen velmi těžko proveditelná z důvodů silových poměrů při řízení motocyklu. Síla je tedy rovna již vypočítané síle namáhání uložení ložiska řízení, protože hodnota H_2 zůstává zachována. Pro výpočet průměru dolního čepu byla zvolena hodnota koeficientu bezpečnosti pouze $S_v = 1$.

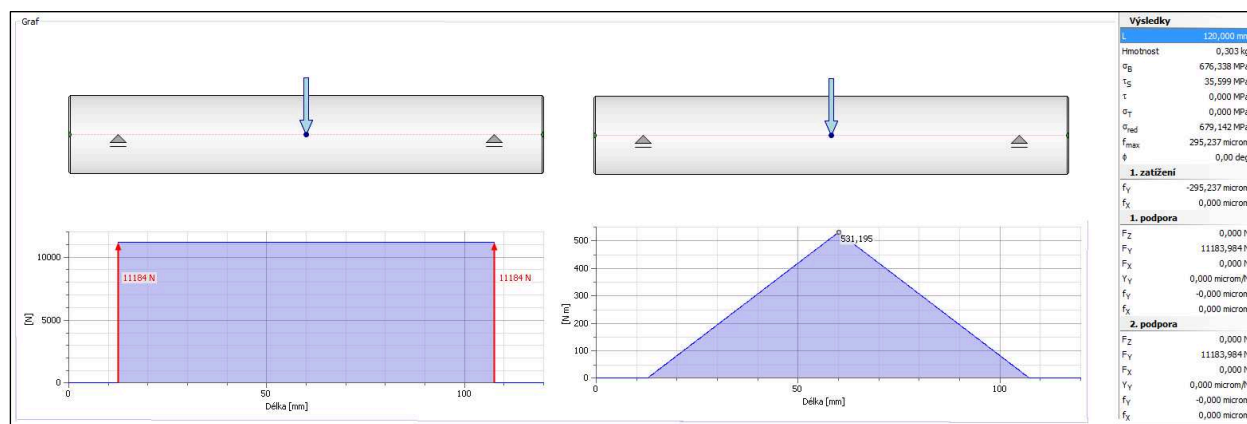
Síla namáhající spodní čep hlavy řízení

$$F_2 \cdot H_1 + F_{set} \cdot (H_2 + H_1) + Of \cdot (H_2 + H_1) = 0$$

$$F_2 = - \frac{F_{set} \cdot (H_2 + H_1) + Of \cdot (H_2 + H_1)}{H_1}$$

$$F_2 = \frac{2900,54 \cdot (740 + 141,14) + 682,48 \cdot (740 + 141,14)}{141,14}$$

$$F_2 = 22365,3N$$



Obr. 34 Průběh namáhání spodního čepu na ohyb a tlak

☐ Scénář

Typ výpočtu pevnosti - Pevnostní kontrola pro dané zatížení, rozměry a vlastnosti spoje

☐ Zatížení

Síla F	22365,300 N
----------	-------------

☐ Rozměry

Průměr kolíku d	21,000 mm
Délka kolíku l	130,000 mm
Šířka vidlice a	25,000 mm
Šířka táhla b	70,000 mm

☐ Vlastnosti spoje

Provozní součinitel (způsoby zatížení a uložení) k_s	1,000 ul
Požadovaná bezpečnost S_v	1,000 ul

☐ Materiál

Čep vidlice

Materiál	Ocel 11 700
Dovolené smykové napětí τ_A	170,000 MPa
Dovolené napětí v ohybu σ_{BA}	375,000 MPa

Vidlice

Materiál	AlMg4,5Mn
Dovolený tlak p_A	40,000 MPa

Táhlo

Materiál	AlMg4,5Mn
Dovolený tlak p_A	40,000 MPa

☐ Výsledky

Min. průměr kolíku d_{\min}	20,887 mm
Aktivní délka kolíku l_f	130,000 mm
Pevnostní kontrola	Kladný

☐ Čep vidlice

Vypočtené smykové napětí τ_c	32,286 MPa
Smykové napětí kolíku redukované provozním součinitelem τ_{Ared}	170,000 MPa
Vypočtené napětí v ohybu σ_{Bc}	368,985 MPa
Napětí v ohybu kolíku redukované provozním součinitelem σ_{BAred}	375,000 MPa
Bezpečnost S	1,016 ul

☐ Vidlice

Vypočtený tlak p_c	21,300 MPa
Tlak v součásti redukovaný provozním součinitelem p_{Ared}	40,000 MPa
Bezpečnost S	1,878 ul

☐ Táhlo

Vypočtený tlak p_c	15,214 MPa
Tlak v součásti redukovaný provozním součinitelem p_{Ared}	40,000 MPa
Bezpečnost S	2,629 ul

☐ Souhrn hlášení

22:54:58 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!

6.3 Výpočet horního čepu a oka hlavy řízení

Namáhání horního čepu je obdobné, jako tomu bylo u spodního čepu. Ve výpočtu je však počítáno s vidlicí z oceli. Tu je výhodnější použít kvůli zmenšení rozměrů vidlice a možnosti přímého navaření vidlice na šroubovici. Táhlo zde bude navařeno na hlavě řízení ze stejného důvodu, jako v předchozím případě bylo navařeno na rámu motocyklu. Materiál táhla bude opět totožný s materiálem odlitku hlavy řízení a navařen stejným způsobem jako v předchozím případě.

$$F_1 \cdot H_1 + F_{set} \cdot H_2 + Of \cdot H_2 = 0$$

$$F_1 = - \frac{F_{set} \cdot H_2 + Of \cdot H_2}{H_1}$$

$$F_1 = \frac{2900,54 \cdot 740 + 682,48 \cdot 740}{141,14}$$

$$F_1 = 18785,8 N$$

Návrh **Výpočet**

Typ výpočtu pevnosti
Kontrolní výpočet

Zatížení
Síla F 18785 N

Rozměry
Průměr kolíku d 16,000 mm
Délka kolíku l 50,000 mm
Šířka vidlice a 8,000 mm
Šířka táhla b 30,000 mm

Vlastnosti spoje
Provozní součinitel K_s 1,000 ul
Požadovaná bezpečnost S_v 1,000 ul

Materiál kolíku
☒ Ocel 11 700
Dovolené napětí v ohybu σ_{BA} 375,000 MPa
Dovolené smykové napětí τ_A 170,000 MPa

Materiál vidlice
☒ 11500
Dovolený tlak p_A 100,000 MPa

Materiál táhla
☒ AlMg4,5Mn
Dovolený tlak p_A 40,000 MPa

Výsledky

Kolík	
S	1,396 ul
τ_c	46,714 MPa
τ_{Ared}	170,000 MPa
σ_{Bc}	268,608 MPa
σ_{BAred}	375,000 MPa

Vidlice	
S	1,363 ul
p_c	73,379 MPa
p_{Ared}	100,000 MPa

Táhlo	
S	1,022 ul
p_c	39,135 MPa
p_{Ared}	40,000 MPa

23:32:42 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!

Výpočet je pouze orientační, je nutný přepočet po změně zatížení. Tuto změnu zatížení vyvolala rozdílná hodnota rozteče ložisek oproti rozteči čepů hlavy řízení.

6.4 Návrh a výpočet pohybového šroubu

Nejprve je nutné vypočítat závislost úhlu osy řízení na závleku kola. Pro tento výpočet je nutné vytvořit výpočtové vztahy, které vyplívají z obrázku. Výpočet je proveden na dvou pravoúhlých trojúhelnících. Tyto trojúhelníky zohledňují předsazení vidlice, což má za následek zvětšení závleku.

α úhel sklonu osy řízení
 b přesazení vidlice v nosnících
 R_k poloměr kola
 n závlek

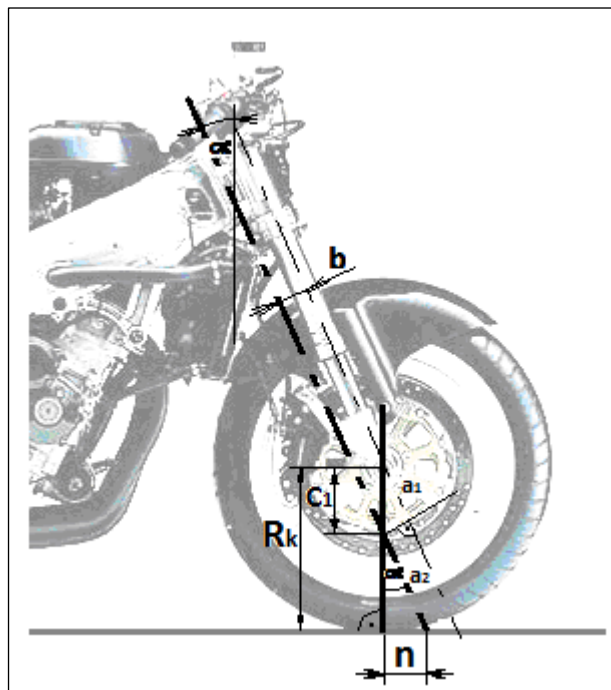
Výpočtové vztahy

$$\sin \alpha = \frac{b}{C_1} \Rightarrow C_1 = \frac{b}{\sin \alpha}$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{n}{R_k - C_1} \Rightarrow n = \operatorname{tg} \alpha \cdot (R_k - C_1)$$

Výsledný vztah je potom:

$$n = \operatorname{tg} \alpha \cdot \left(R_k - \frac{b}{\sin \alpha} \right)$$



Obr. 35 Schéma závleku pro jeho výpočet

Výpočet závleku u motocyklu Kawasaki ZXR 400L

$b = 36 \text{ mm}$ (naměřeno na nosnících)

$\alpha = 24^\circ$ (údaj výrobce)

$R_k = 300 \text{ mm}$ (naměřeno DUNLOP D208 120/70 R17)

$$n = \operatorname{tg} \alpha \cdot \left(R_k - \frac{b}{\sin \alpha} \right) = \operatorname{tg} 24^\circ \cdot \left(300 - \frac{36}{\sin 24^\circ} \right) = 94,1617 \text{ mm} \quad (1)$$

Výrobce uvádí závlek $n=85 \text{ mm}$, což se neshoduje s výpočtem. Bylo proto provedeno orientační měření, které prokázalo, že skutečné hodnoty závleku se blíží spíše hodnotě výpočtu než údaji výrobce. Tím byla z části vyloučena i možnost, že by výrobce chybně uvedl hodnotu úhlu osy řízení.

Velikost změny úhlu – krok šroubovice

Velikost změny úhlu byla zvolena orientačně. Pro volbu rozsahu byl brán ohled na údaje ostatních výrobců o závleku motocyklů ve skupinách se zaměřením na cestování a na městský provoz. U motocyklů pro městský provoz se hodnota závleku pohybuje kolem 75 až 80 mm, zatím co motocykly pro cestování vyžadující vysokou stabilitu při vyšších rychlostech mívají závlek kolem 110 mm. V tabulce je možné pozorovat vliv změny úhlu osy řízení na hodnotu závleku dle výše uvedeného vzorce (1). Tato závislost je lineární viz. graf.4. Vybraný rozsah je pak znázorněn žlutou barvou. Silně je potom vyznačená hodnota patřící původnímu rámu.

úhel α [°]	úhel α [rad]	b[mm]	Rk[mm]	n[mm]
19	0,33161256	36	300	65,22394
19,25	0,33597588	36	300	66,63269
19,5	0,3403392	36	300	68,04502
19,75	0,34470253	36	300	69,46099
20	0,34906585	36	300	70,88067
20,25	0,35342917	36	300	72,30414
20,5	0,3577925	36	300	73,73147
20,72161	0,36166036	36	300	75
20,75	0,36215582	36	300	75,16273
21	0,36651914	36	300	76,59799
21,25	0,37088247	36	300	78,03734
21,5	0,37524579	36	300	79,48084
21,75	0,37960911	36	300	80,92857
22	0,38397244	36	300	82,38062
22,25	0,38833576	36	300	83,83705
22,5	0,39269908	36	300	85,29795
22,75	0,3970624	36	300	86,7634
23	0,40142573	36	300	88,23347
23,25	0,40578905	36	300	89,70826
23,5	0,41015237	36	300	91,18783
23,75	0,4145157	36	300	92,67229
24	0,41887902	36	300	94,1617
24,25	0,42324234	36	300	95,65616
24,5	0,42760567	36	300	97,15575
24,75	0,43196899	36	300	98,66057
25	0,43633231	36	300	100,1707
25,25	0,44069564	36	300	101,6862
25,5	0,44505896	36	300	103,2072
25,75	0,44942228	36	300	104,7338
26	0,45378561	36	300	106,2661
26,25	0,45814893	36	300	107,8042
26,5	0,46251225	36	300	109,3481
26,60528	0,46434973	36	300	110
26,75	0,46687557	36	300	110,8979
27	0,4712389	36	300	112,4539
27,25	0,47560222	36	300	114,016
27,5	0,47996554	36	300	115,5844
27,75	0,48432887	36	300	117,1591
28	0,48869219	36	300	118,7403
28,25	0,49305551	36	300	120,3281
28,5	0,49741884	36	300	121,9226
28,75	0,50178216	36	300	123,5238
29	0,50614548	36	300	125,132

Změna závleku

$$n_{\Delta} = n_{\max} - n_{\min}$$

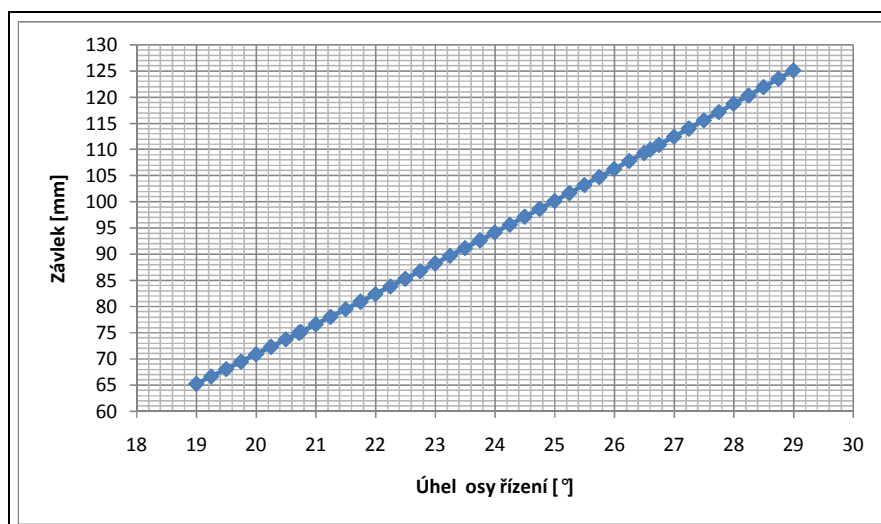
$$n_{\Delta} = 110 - 75 = \underline{35mm}$$

Změna úhlu osy řízení

$$\alpha_{\Delta} = \alpha_{\max} - \alpha_{\min}$$

$$\alpha_{\Delta} = \underline{5,88367^{\circ}}$$

Tab. 4 Hodnoty úhlu v závislosti na požadovaném závleku



Graf. 4 Lineární závislost úhlu osy řízení na závleku kola

Předpokládaný krok šroubovice pro potřebné získání změny úhlu osy řízení (původní rozměry)

Pro další výpočty je zásadní znát délkovou změnu, kterou bude muset vykonávat pohybový mechanismus šroubovice. Tato změna je přímo závislá na změně závleku předního kola. V předchozí části byla určena změna závleku kola a změna úhlu nutná k realizaci prodloužení nebo zkrácení závleku.

$$\sin(\alpha_{\Delta} / 2) = \frac{a'}{R_v} \Rightarrow a' = \sin(\alpha_{\Delta} / 2) \cdot R_v$$

$$\sin(\alpha_{\Delta} / 2) = \frac{b'}{R_c} \Rightarrow b' = \sin(\alpha_{\Delta} / 2) \cdot R_c$$

$$b' = \sin(5,88367 / 2) \cdot 154,5 = \underline{7,929mm}$$

$$b = b' + b' = 2 \cdot b' = \underline{15,858mm}$$

R_v vzdálenost osy kola k ose čepu

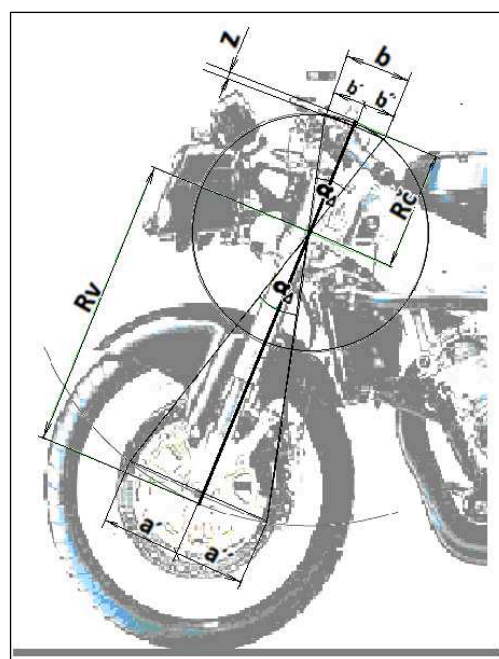
R_c vzdálenost os čepů mechanismu

a', a'' ... posunutí osy kola

b', b'' ... posunutí horního čepu (krok)

α_{Δ} změna úhlu osy řízení

z výšková změna osy horního čepu vlivem pohybu po kružnici



Obr. 36 Rozměrové poměry nutné pro výpočet

Výškové změna polohy osy čepu

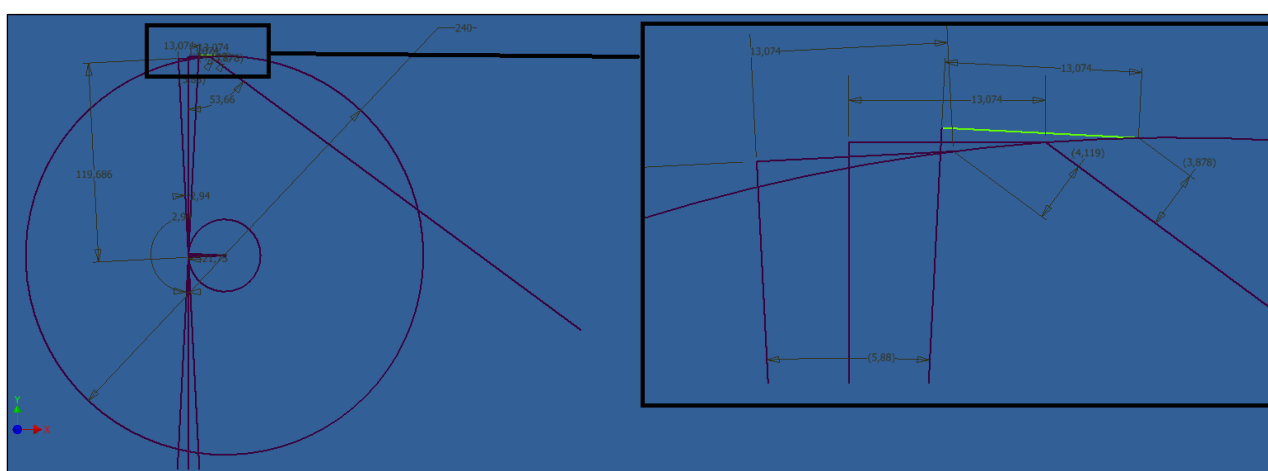
$$\cos \frac{\alpha_{\Delta}}{2} = \frac{R_{\check{c}} - z}{R_{\epsilon}} \Rightarrow z = R_{\check{c}} - (\cos \frac{\alpha_{\Delta}}{2} \cdot R_{\check{c}})$$

$$z = 154,5 - (\cos \frac{5,88367}{2} \cdot 154,5)$$

$$z = \underline{\underline{0,203mm}} \Rightarrow 2z = 0,406mm$$

Skutečná změna polohy čepu po aplikaci výrobních rozměrů

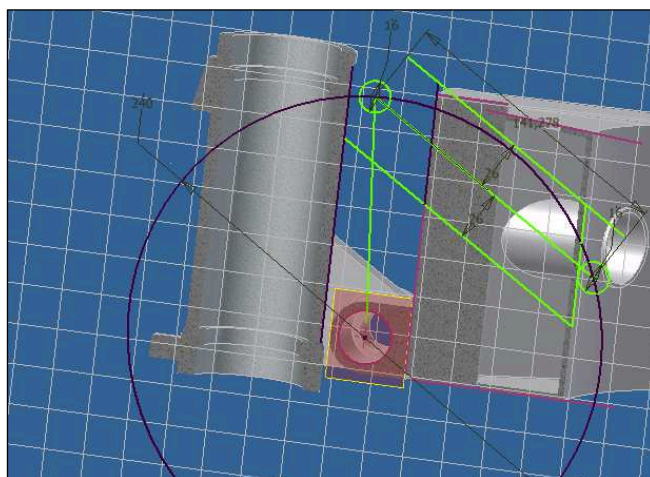
Poloha čepu se při aplikaci na skutečný model mění více, než bylo vypočteno v teoretickém výpočtu. Čepy jsou totiž umístěny v různé vzdálenosti od osy řízení. To zapříčinilo záklon spojnice středů čepů, oproti ose řízení. Tím, že se pohybují na ramenech o rozdílné vzdálenosti od osy, je při jejich pohybu po kružnici hodnota výškové změny oproti ose šroubovice také změněna. Výpočet této změny nebyl proveden numerickou metodou, ale byl proveden metodou grafickou. Byly překresleny osy a ramena do náčrtu, ve kterém byla hodnota přesně odečtena. Tato hodnota byla při pohybu zkracujícího závlek stanovena na $z_1 = 4,119$ mm. Při pohybu šroubovice se smyslu zkrácení délky, tedy hodnota závleku roste, na $z_2 = 3,878$ mm. Postup stanovení je vidět na obr. 37. Nyní můžeme přistoupit na stanovení výkyvu šroubovice v ústí z rámu.



Obr. 37 Grafické stanovení změny polohy osy čepu vůči pevné ose šroubovice

Výpočet výkyvu pohybového šroubu v ústí z rámu

Čep pohybového šroubu společně s horním čepem hlavy řízení jsou uloženy na kružnici se středem v ose dolního čepu uložení hlavy řízení. Významný je v tomto případě pouze fakt, že osa šroubovice leží v podélné rovině rámu motocyklu. To zajišťuje rovnoměrné zatížení jak rámu, tak samotného pohybového šroubu. Zároveň je však nutné, aby osa čepu pohybového šroubu byla kolmá k ose pohybového šroubu a zároveň kolmá a podélnou rovinu rámu motocyklu. Uložení na čepech ovšem při změně délky pohybového šroubu zapříčiňuje kývavý pohyb matice šroubovice společně se šroubovicí. Z předchozího výpočtu známe výškový rozdíl z , který reprezentuje maximální hodnotu výkyvu šroubovice. Pro určení vůle, kterou trubka musí mít, bude podstatný výkyv v místě ústí šroubovice z této trubky. V tomto bodě bude totiž výkyv šroubovice v trubce největší. Již z vypočítaného z je jasné, že tento výkyv bude velice malý. Pokud bude čep spojení šroubovice a hlavy řízení.



Obr.37 Pohled v řezu na předpokládané rozměry šroubovice

Výpočet pomocí podobnosti trojúhelníků

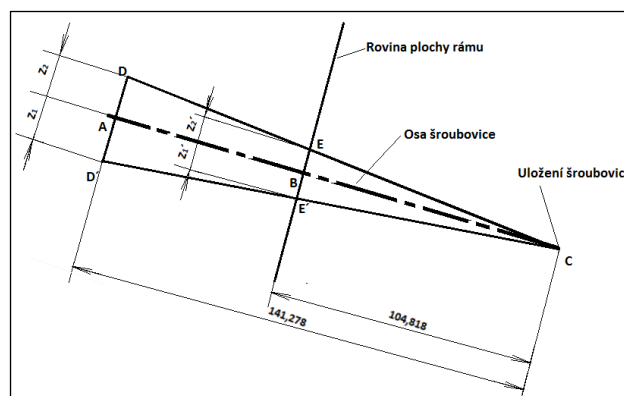
$$z_1 = 4,119 \text{ mm}$$

$$z_2 = 3,878 \text{ mm}$$

$$\frac{AC}{BC} = \frac{AD}{BE} = \frac{AD'}{BE'}$$

$$\frac{141,278}{104,818} = \frac{3,878}{Z_2'} \Rightarrow Z_2' = 2,877 \text{ mm}$$

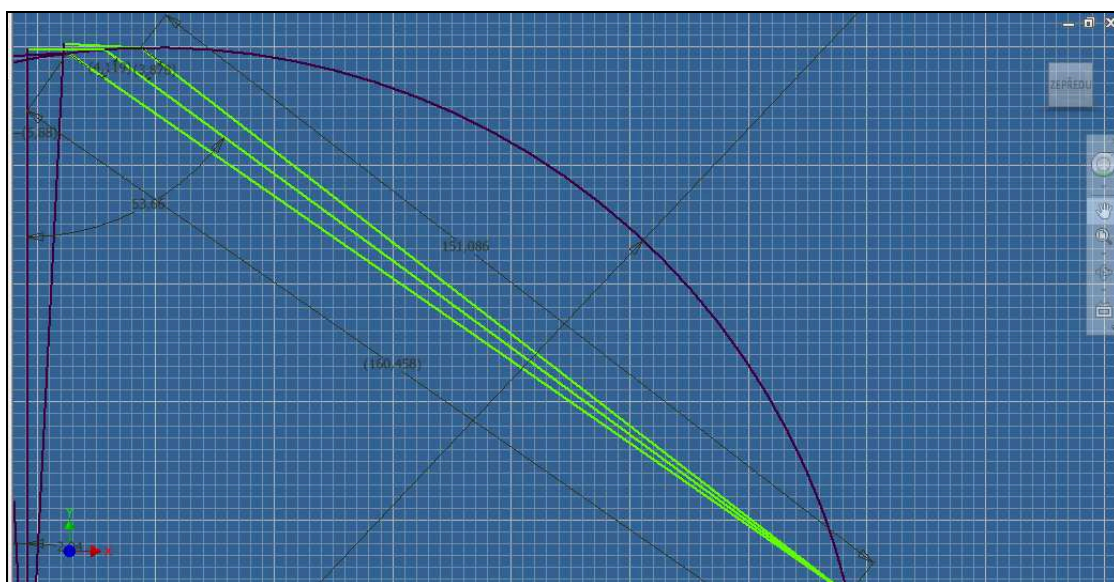
$$\frac{141,278}{104,818} = \frac{4,119}{Z_1'} \Rightarrow Z_1' = 3,056 \text{ mm}$$



Obr. 38 Schéma výkyvu šroubovice

Skutečný krok šroubovice pro potřebné získání změny úhlu osy řízení

Z obr. 37 pro grafické stanovení změny polohy osy čepu vůči pevné ose šroubovice byla také odečtena skutečná hodnota kroku šroubovice. V předchozím řešení kroku šroubovice bylo počítáno s osami čepů v ose řízení. Na skutečném modelu však toto neplatí. Výpočtem byla stanovena hodnota pohybu šroubovice na mm nutných ke změně úhlu osy řízení v rozsahu $5,88367^\circ$. Odečtením z obrazce vytvořeného na obr. 37 bylo zjištěno, že vzdálenost osy čepu pohybového šroubu a osy horního čepu hlavy řízení činí 160,45 mm při nastavení závleku na 75 mm. Při nastavení závleku 110mm je tato vzdálenost 151,086 mm. Rozdílem těchto dvou hodnot je výsledná změna délky pohybového šroubu pro docílení mezních hodnot závleku. **Výsledný krok pohybového šroubu tedy je 9,364mm.**



Obr. 39 Odečtení délkové změny pohybového šroubu ze schématu systému

6.5 Uložení a namáhání matice a šroubovice pohybového šroubu

Uložení pohybového šroubu je takové, aby mohl vykonávat kývavý pohyb. Tato skutečnost již byla zdůvodněna na několika předchozích stranách. Její pohyb byl vypočítán a nároky na její uložení tedy stanoveny. Celý pohybový šroub musí být schopen přenášet síly, které působí v horním čepu uložení. Pokud bude ovládání pohybu šroubovice nebo matice řešeno elektromotorem, je nutná konstrukce pohybového šroubu a jeho uložení tak, aby nedocházelo k přenosu sil do tělesa elektromotoru. Tyto síly by zapříčinily nutnost dimenzování vnitřního převodu elektromotoru na toto zatížení. Takto dimenzovaný převod by měl obrovské rozměry. Z tohoto důvodu je jednodušší vytvořit takovou konstrukci pohybového šroubu, která by tyto síly nepřenášela na elektromotor. Ze všeho první je nutné takovou konstrukci navrhnout a ověřit její funkci.

Návrh konstrukčního řešení pohybového šroubu

Pohybové šrouby a matice jsou běžně používány pro převod rotačního pohybu na lineární. Pokud je od nich požadována vysoká přesnost a dlouhá životnost, je třeba zvolit vhodný profil šroubu a materiál pro šroub a matici. Konstrukčním uspořádáním lze omezit mechanické vůle a zvýšit tuhost zařízení. Předepnutí matice může být realizováno různými způsoby, které se liší tuhostí, třecí silou a cenou. V nejjednodušším provedení se matice skládá ze dvou polovin, které od sebe tlačí pružina. Předepnutí je dáno silou pružiny. Je-li požadováno velké předepnutí, roste i tření. Patentované klínové předepnutí matice má velkou tuhost přitom tření je zde menší než u předchozího uspořádání. Matice s nastavitelnou tuhostí mohou být použity pro daleko větší zátěže. Předepnutí je možné nastavit přesně na míru, popř. po opotřebení závitů opět dostavit. V kombinaci s krokovým motorem tvoří tyto pohybové šrouby takzvaný přesný krokový lineární aktuátor. Ty se potom vyznačují malým třením a dlouhou životností. Pro to, aby byla zajištěna dlouhá životnost celého aktuátoru, používají se u nich axiální kuličková ložiska odpovídajícího provedení a také s dlouhou životností. Stoupání šroubu lze zvolit tak, že aktuátory konají pohyb 0,1 až 0,001 mm. Pro získání základních parametrů pohybového šroubu byl použit znovu generátor komponent, který je součástí softwaru Autodesk Inventor. Výpočet bez použití tohoto generátoru by měl asi takovouto strukturu.

Výpočet pro jednochodý závit s lichoběžníkovým rovnoramenným profilem dle (ČSN 01 40 52), materiál šroubu 14 151 PH, $k=4$, $\beta=1,3$, $Re= 1641 \text{ MPa}$

$$\frac{Q}{\pi \cdot \frac{d_3^2}{4}} = \frac{\sigma_D}{\beta} \Rightarrow d_3 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot \frac{\sigma_D}{\beta}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 22095,1}{3,14 \cdot \frac{410,25}{1,3}}} = \underline{\underline{9,44 \text{ mm}}}$$

$$\sigma_D = \frac{Re}{k} = \frac{1641}{4} = \underline{\underline{410,25 \text{ Mpa}}}$$

Scénář

Typ převodu	Rotace --> posuv
Typ výpočtu pevnosti	Kontrolní výpočet
Zadávání zatížení	Oboje

Zatížení

Maximální axiální síla	F	22095,100 N
Maximální moment	T	49,075 N m
Souč. tření v závitě	f_1	0,220 ul

Šroub

Průměr závitu	d	16,000 mm
Rozteč	p	4,000 mm
Střední průměr šroubu	d_s	14,000 mm
Min. průměr šroubu	d_{min}	11,600 mm
Výška matice	H	20,000 mm
Součinitel uložení	n	1,000 ul
Max. délka	L	30,000 mm

Materiál

Materiál	Ocel SAE 5140
Dovolený tlak v závitě	p_A 93,775 MPa
Modul pružnosti v tahu	E 207000 MPa
Mez kluzu v tahu	S_y 1641 MPa
Souč. bezpečnosti	k_s 4,000 ul

Výsledky

Redukovaná délka	L_{red}	30,000 mm
Účinnost	η	0,287 ul
Štíhlostní poměr	λ	8,571 ul
Tlakové napětí	σ_t	209,069 MPa
Napětí v krutu	τ_k	160,122 MPa
Redukované napětí	σ_{red}	347,315 MPa
Mezní napětí dle Rankina	σ_R	1549,557 MPa
Mezní napětí dle Eulera	σ_E	27807,610 MPa
Mezní napětí dle Johnsona	σ_J	1616,790 MPa
Vypočtený tlak v závitě	p_c	66,982 MPa
Dopočítaný souč. bezpečnosti	k_v	4,725 ul
Úhel sklonu	α	4,55 deg
Kontrolní výpočet		Kladný

Souhrn hlášení

13:44:35 : Výpočet skončil úspěšně!

Výpočet pohybového šroubu

Výpočet

Kontrolní výpočet

Zatížení

Oboje

Maximální axiální síla

Maximální moment

Souč. tření v závitě

F

T

f_1

22095,100 N

49,075 N m

0,220 ul

Šroub

Průměr závitu

Rozteč

Střední průměr šroubu

Min. průměr šroubu

Výška matice

Součinitel uložení

Max. délka

d

p

d_s

d_{min}

H

n

L

16,000 mm

4,000 mm

14,000 mm

11,600 mm

20,000 mm

1,000 ul

30,000 mm

Materiál

Ocel SAE 5140

Dovolený tlak v závitě

Modul pružnosti v tahu

Mez kluzu v tahu

Souč. bezpečnosti

p_A

E

S_y

k_s

93,775 MPa

207000 MPa

1641 MPa

4,000 ul

Typ převodu

Rotace --> Posuv

Posuv --> Rotace

Výsledky

Redukovaná délka

Účinnost

Štíhlostní poměr

Tlakové napětí

Napětí v krutu

Redukované napětí

Mezní napětí dle Rankina

Mezní napětí dle Eulera

Mezní napětí dle Johnsona

Vypočtený tlak v závitě

Dopočítaný souč. bezpečnosti

Úhel sklonu

Kontrolní výpočet

L_{red}

η

λ

σ_t

τ_k

σ_{red}

σ_R

σ_E

σ_J

p_c

k_v

α

30,000 mm

0,287 ul

8,571 ul

209,069 MPa

160,122 MPa

347,315 MPa

1549,557 MPa

27807,610 MPa

1616,790 MPa

66,982 MPa

4,725 ul

4,55 deg

Kladný

13:44:35 Výpočet skončil úspěšně!

Obr. 40 Návrh rozměrů šroubovice z generátoru komponent

Přepočty zatížení při uložení hlavy řízení na čepech dle předchozího návrhu

Tento výpočet je shodný s výpočtem z části zatížení při brzdění v oblasti hlavy řízení. Zde se změnilo a pouze hodnota H_1 , která již nereprezentuje vzdálenost os ložisek, ale je hodnotou osové vzdálenosti dolního a horního čepu závěsu (120mm).

Síla v horní části uložení osy řízení F_1

$$F_1 \cdot H_1 + F_{set} \cdot H_2 + Of \cdot H_2 = 0$$

$$F_1 = - \frac{F_{set} \cdot H_2 + Of \cdot H_2}{H_1}$$

$$F_1 = \frac{2900,54 \cdot 740 + 682,48 \cdot 740}{120}$$

$$\underline{F_1 = 22095,1N}$$

Síla v dolní části uložení osy řízení F_2

$$F_2 \cdot H_1 + F_{set} \cdot (H_2 + H_1) + Of \cdot (H_2 + H_1) = 0$$

$$F_2 = - \frac{F_{set} \cdot (H_2 + H_1) + Of \cdot (H_2 + H_1)}{H_1}$$

$$F_2 = \frac{2900,54 \cdot (740 + 120) + 682,48 \cdot (740 + 120)}{120}$$

$$\underline{F_2 = 25678,31N}$$

Opravný výpočet průměru horního čepu

Generátor komponent – čepy vidlice (Verze: 2010 (Build 140223002, 223))

6.5.2011

Informace o projektu

Scénář

Typ výpočtu pevnosti - Pevnostní kontrola pro dané zatížení, rozměry a vlastnosti spoje

Zatížení

Síla F 22095,100 N

Rozměry

Průměr kolíku	d	20,000 mm
Délka kolíku	l	50,000 mm
Šířka vidlice	a	8,000 mm
Šířka táhla	b	30,000 mm

Vlastnosti spoje

Provozní součinitel (způsoby zatížení a uložení)	k_s	1,000 ul
Požadovaná bezpečnost	S_v	1,800 ul

Materiál

Čep vidlice

Materiál	Ocel 11 700
Dovolené smykové napětí	T_A 170,000 MPa
Dovolené napětí v ohybu	σ_{BA} 300,000 MPa

Vidlice

Materiál	Ušlechtilé a leg. oceli
Dovolený tlak	P_A 150,000 MPa

Táhlo

Materiál	Ušlechtilé a leg. oceli
Dovolený tlak	P_A 150,000 MPa

Výsledky

Min. průměr kolíku	d_{min}	19,802 mm
Aktivní délka kolíku	l_f	50,000 mm
Pevnostní kontrola		Kladný

Čep vidlice

Vypočtené smykové napětí	T_c	35,165 MPa
Smykové napětí kolíku redukované provozním součinitelem	T_{Ared}	170,000 MPa
Vypočtené napětí v ohybu	σ_{Bc}	161,761 MPa
Napětí v ohybu kolíku redukované provozním součinitelem	σ_{BAred}	300,000 MPa
Bezpečnost	S	1,855 ul

Vidlice

Vypočtený tlak	P_c	69,047 MPa
Tlak v součásti redukovaný provozním součinitelem	P_{Ared}	150,000 MPa
Bezpečnost	S	2,172 ul

Táhlo

Vypočtený tlak	P_c	36,825 MPa
Tlak v součásti redukovaný provozním součinitelem	P_{Ared}	40,000 MPa
Bezpečnost	S	1,086 ul

Souhrn hlášení

15:57:38 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!

Opravný výpočet průměru dolního čepu

Generátor komponent – čepy vidlice (Verze: 2010 (Build 140223002, 223))

17.5.2011

Informace o projektu

Scénář

Typ výpočtu pevnosti - Pevnostní kontrola pro dané zatížení, rozměry a vlastnosti spoje

Zatížení

Síla F 25678,000 N

Rozměry

Průměr kolíku d	22,000 mm
Délka kolíku l	130,000 mm
Šířka vidlice a	25,000 mm
Šířka táhla b	70,000 mm

Vlastnosti spoje

Provozní součinitel (způsoby zatížení a uložení) k_s	1,000 ul
Požadovaná bezpečnost S_v	1,000 ul

Materiál

Čep vidlice

Materiál	Ocel 11 700
Dovolené smykové napětí τ_A	170,000 MPa
Dovolené napětí v ohybu σ_{BA}	375,000 MPa

Vidlice

Materiál	AlMg4,5Mn
Dovolený tlak p_A	40,000 MPa

Táhlo

Materiál	AlMg4,5Mn
Dovolený tlak p_A	40,000 MPa

Výsledky

Min. průměr kolíku d_{min}	21,871 mm
Aktivní délka kolíku l_f	130,000 mm
Pevnostní kontrola	Kladný

Čep vidlice

Vypočtené smykové napětí	τ_c	33,775 MPa
Smykové napětí kolíku redukované provozním součinitelem	τ_{Ared}	170,000 MPa
Vypočtené napětí v ohybu	σ_{Bc}	368,455 MPa
Napětí v ohybu kolíku redukované provozním součinitelem	σ_{BAred}	375,000 MPa
Bezpečnost	S	1,018 ul

Vidlice

Vypočtený tlak	p_c	23,344 MPa
Tlak v součásti redukovaný provozním součinitelem	p_{Ared}	40,000 MPa
Bezpečnost	S	1,714 ul

Táhlo

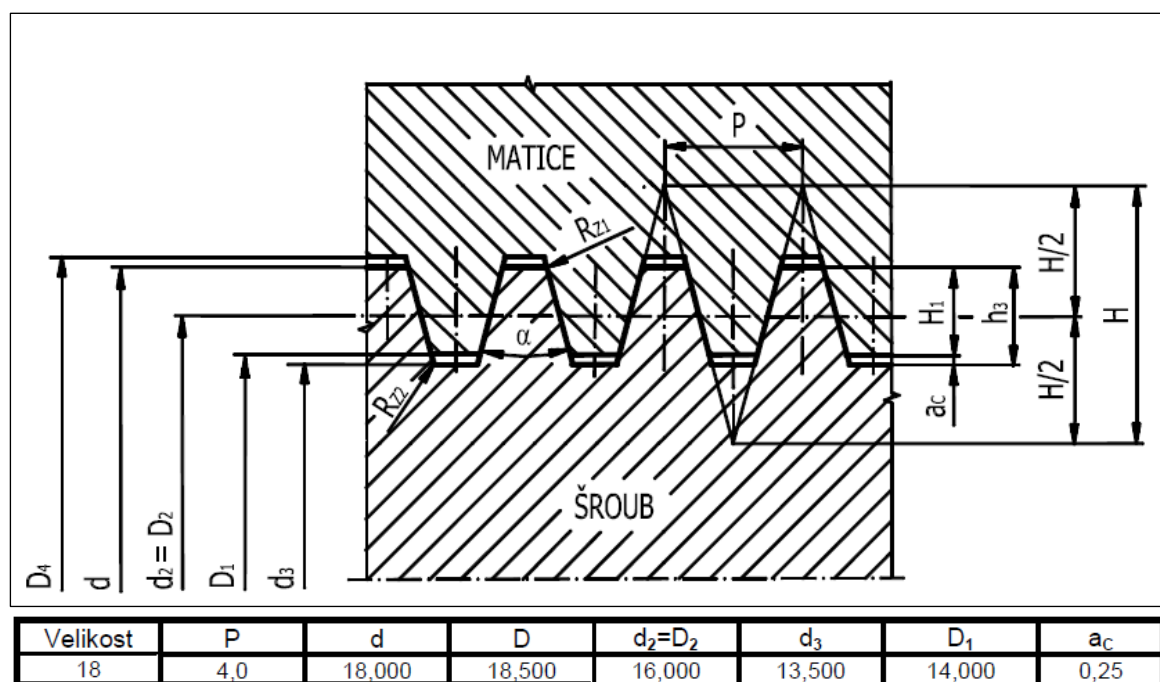
Vypočtený tlak	p_c	16,674 MPa
Tlak v součásti redukovaný provozním součinitelem	p_{Ared}	40,000 MPa
Bezpečnost	S	2,399 ul

Souhrn hlášení

23:42:18 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!

Návrh závitu pohybového šroubu

Volba pohybového šroubu jako mechanismu akčního prvku, který realizuje změnu úhlu hlavy řízení vůči konstrukci rámu a z toho plynoucí změny úhlu osy řízení, byla z důvodu vlastností tohoto přenosu energie. U pohybového šroubu lze totiž jednoduše otáčkami a stoupáním závitu měnit, jak rychlost změny délky, tak i velikost vstupujícího momentu. Největší výhodou zde je však možnost navržení samosvorného závitu, který při tlaku v ose závitu nepřevádí tuto sílu dále do mechanismu. Tato vlastnost umožňuje absenci nutné brzdy pro zajištění stálosti zvolené geometrie nebo z bezpečnostních důvodů při nastalé poruše elektromotoru. Samosvornost závitu je tedy vedle dostatečné pevnosti nutnou podmínkou pro správnou funkci pohybového šroubu. Pro pohybový šroub byl zvolen závit lichoběžníkový rovnoramenný s vrcholovým úhlem 30° . U tohoto závitu může osová síla působit v obou směrech [12].



Obr.41 Náčrt lichoběžníkového závitu s tabulkou hodnot zvoleného závitu

Takto zvolený závit není pro mechanismus z hlediska nastavení potřebného úhlu osy řízení nejvhodnější. Ovšem stal se nejjednodušším z hlediska stavby funkčního modelu. Pokud by měl být volen skutečně použitelný závit, stoupání by bylo maximálně $P=2$. větší stoupání sice příznivě vyznívá pro celkový převod pohonu matice, při reálném použití by ale mohla být takováto rychlost změny nežádoucí.

Úhel stoupání závitu ψ [6]

$$\psi = \arctg \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{4}{3,14 \cdot 16} = \underline{4,55^\circ}$$

Redukovaný třecí úhel φ' [6]

ocel-ocel (mazáno) $f_z = 0,1$

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \alpha / 2} = \arctg \frac{f_z}{\cos 15^\circ} = \arctg \frac{0,1}{0,9659} = \underline{5,91^\circ}$$

Samosvornost závitu dle vztahu $\psi < \varphi$ zaručena

Otáčky motoru nutné k nastavení požadovaného kroku pohybového šroubu

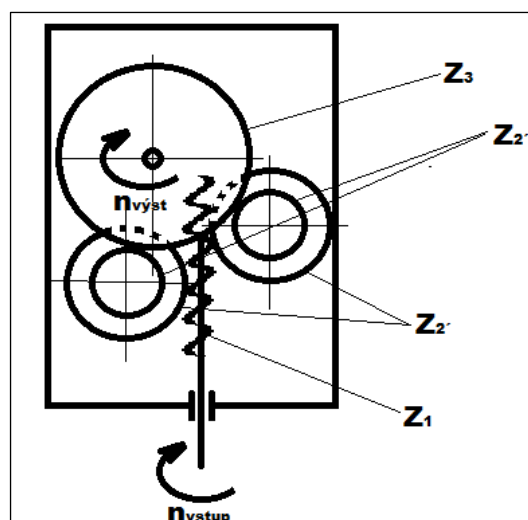
Pro kompletaci údajů o pohybovém šroubu je vhodné vypočítat počet otáček matice nutný k realizaci kroku pohybového šroubu a srovnat tyto otáčky s otáčkami výstupu elektromotoru. Pokud budou známy otáčky výstupu elektromotoru, bude možné vypočítat dobu, za kterou se nastavení kroku provede.

Elektromotor 12V DC, max. 25A, $n_{\text{mot}} = 6837$ ot/min (nezatížený stav)

Výpočet vestavěné převodovky

$$i_{1,2'} = \frac{Z_{2'}}{Z_1} = \frac{30}{1} = 30 \quad \text{šnekový převod}$$

$$i_{2'',3} = \frac{Z_3}{Z_{2''}} = \frac{53}{13} = 4,07 \quad \text{ozubená kola}$$



Obr.42 Schéma převodovky elektromotoru

Otáčky na výstupu z převodovky

$$n_{\text{výst}} = n_{\text{mot}} \cdot i_{\text{celk}} = \frac{6837}{30,4,07} = \underline{56 \text{ otáček / min}}$$

$n_{\text{mot}} \dots \dots \dots \text{otáčky motoru}$
 $i_{\text{celk}} \dots \dots \dots \text{převodový poměr převodovky}$

Počet otáček matice na krok pohybového šroubu

$$n_{\text{mat}} = \frac{\Delta L}{P} = \frac{9,364}{4} = \underline{2,34 \text{ otáčky}}$$

$\Delta L \dots \dots \dots \text{krok pohybového šroubu}$
 $P \dots \dots \dots \text{stoupání závitu pohybového šroubu}$

Doba kroku pohybového šroubu

$$t_{\text{kroku}} = \frac{n_{\text{mat}}}{n_{\text{výst}}} = \frac{2,34}{56} = 0,041785 \text{ min} = \underline{2,5 \text{ sekundy}}$$

Moment nutný k otáčení maticí

Tření mezi povrchem matice a povrchem šroubu vyvolává reakční účinek F_R , který je odkloněn od normálové reakce F_N o třecí úhel φ' . Svislá složka reprezentuje osovou sílu ve šroubu F_O a vodorovná obvodová reakce F_{TZ} (nebo moment M_{TZ}) třecí odpor při tření v závitu pohybového šroubu. Při těchto reakcích musí platit silová a momentová rovnováha na závitech pohybového šroubu [12].

Pro určení zatěžující síly na závit je nutné určit podmínky pro změnu nastavení úhlu řízení. Budeme uvažovat změnu nastavení při jízdě vpřed se zatížením se dvěma členy posádky. Nebude počítáno se změnami úhlu při zatížení brzdícím momentem či momentem při přejezdu nerovností.

Hmotnost připadající na přední kolo (dvoučlenná posádka)

naměřeno $m = 136 \text{ kg}$

$$F_{Z1} = 136 \cdot g = 136 \cdot 9,81 = \underline{1334,16 \text{ N}}$$

Výslednice reakční síly F_{Z1} ve vidlici motocyklu ($\alpha_{\max}=26,605$) viz.tab 4

$$\sin \alpha = \frac{F_{Z1}}{F_{VYSL}} \Rightarrow F_{VYSL} = \frac{F_{Z1}}{\sin \alpha} = \frac{1334,16}{0,447837} = \underline{2978,76N}$$

Výpočet síly F_O dle rovnováhy momentů na vidlici

$$R\check{c} = 120mm$$

$$a = 58mm$$

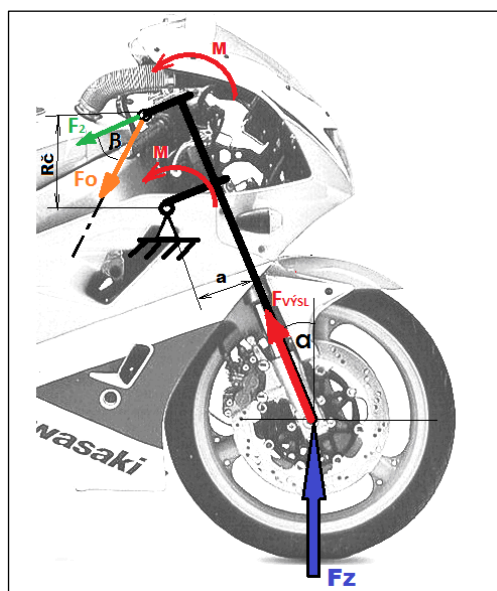
$$F_{VYSL} \cdot a = F_2 \cdot R\check{c} \Rightarrow F_2 = \frac{F_{VYSL} \cdot a}{R\check{c}}$$

$$F_2 = \frac{F_{VYSL} \cdot a}{R\check{c}} = \frac{2978,76 \cdot 58}{120} = \underline{1439,7N}$$

$$\beta = 32,05^\circ$$

$$\cos \beta = \frac{F_2}{F_O} \Rightarrow F_O = \frac{F_2}{\cos \beta}$$

$$F_O = \frac{1439,7}{0,84758} = \underline{1698,6N}$$



Obr.43 Náskres rozložení sil na závěsu kola

Třecí síla v závitě pohybového šroubu [6]

$$F_{TZ} = F_O \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi')$$

$$F_{TZ} = 1698,6 \cdot \operatorname{tg}(4,55 + 5,91) = \underline{313,59N}$$

Třecí moment (moment odporu proti otáčení) matice [6]

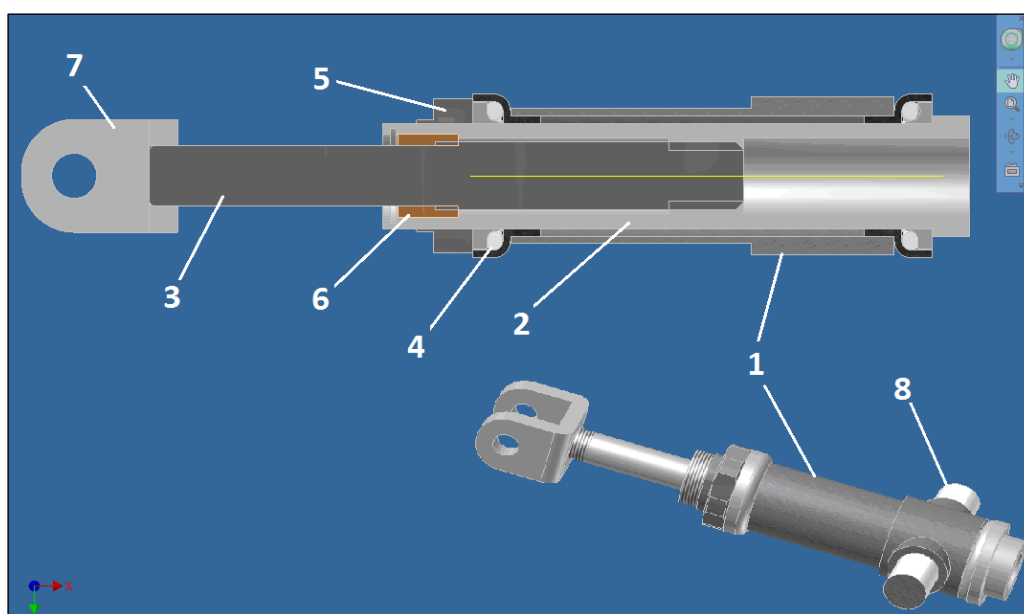
$$M_{TZ} = F_{TZ} \cdot \frac{d_2}{2} = 313,59 \cdot \frac{0,016}{2} = \underline{2,5N.m}$$

Potřebný točivý moment elektromotoru

$$M_{TZ} = M_{MOT} \cdot i_c \cdot \eta \Rightarrow M_{MOT} = \frac{M_{TZ}}{i_c \cdot \eta} = \frac{2,5}{122,10,95} = \underline{0,021N.m}$$

Návrh konstrukce šroubu a pouzdra matice

Při konstrukci pohybového šroubu byl kladen nejvyšší požadavek na vlastnost pohybového šroubu pohlcovat veškeré zatížení vznikající na závěsu předního kola a přenášejícího se do ovládání závěsu. Tento požadavek byl určen již v prvopočátku konstrukčního návrhu. Jeho zdůvodnění již v této práci zaznělo, ale pro úplnost bude uvedeno znovu. Pokud by nebyla vytvořena konstrukce se zachycení osově síly do pouzdra pohybového šroubu, veškeré zatížení by přecházelo to tělesa ovládání rotačního pohybu matice. Pokud by byl využit elektromotor v předchozí části navržený, znamenalo by to dimenzovat převodovku elektromotoru na osově zatížení vstupního hřídele silou kolem 15 000N. Takto vysoké zatížení by přineslo podstatné zvětšení rozměrů převodovky i hnacího hřídele. Zvýšila by se hmotnost rotujících částí i hmotnost samotného zavěšení. Vlastní návrh konstrukce je zobrazen na obr.44. Pohybový šroub je uložen v pouzdře matice (1). Uložení z hlediska silového zatížení se týká pouze matice pohybového šroubu (2). Ta je v pouzdře uložena otočně v kuličkových ložiskách (4) zachycujících osově zatížení matice. V závitu matice je uložen šroub (3), který je spojen s čepem hlavy řízení pomocí vidlice (7). Ta brání otáčení šroubu a nutí ho tím vykonávat posuvný pohyb, pokud se matice otáčí. Celý mechanismus je doplněn o matici k seřízení vůle ložisek matice pohybového šroubu a o pouzdro, které vede šroub v ústí z matice. Celé zařízení je potom uloženo v čepích pouzdra matice (8), které umožňují kývavý pohyb matice.



Obr. 44 Pohybový šroub systému aktivní změny geometrie

7. Pevnostní kontrola konstrukce závěsu pomocí MKP

7.1 Úvod do metody konečných prvků

MKP je zkratkou metody konečných prvků nebo v angličtině FEM (Finite Element Method). Tato matematická metoda je založená na řešení soustavy diferenciálních rovnic, popisujících vlastnosti určité fyzikální soustavy. Je tedy prostředkem například řešení rovnic, popisujících tuhé těleso s materiálovými vlastnostmi, popsány elasticitním materiálovým modelem, a zatížené vnějšími silami. Výsledkem je získání výsledku deformace a napjatosti tohoto tělesa. Je takto možné vypočítat a simulovat i popis teplotního pole, použijeme-li pro fyzikální model soustavy Laplaceovy rovnice, nebo Navier-Stokesovy rovnice pro popis proudění. Pro inženýrské problémy, které jsou předmětem analýz, jsou charakteristické fyzikálně komplexní, matematicky diskontinuální soustavy nad tvarově mnohdy velmi složitou geometrií. Pro řešení těchto problémů se ukázala být jako nejvhodnější numerická aproximační metoda, označovaná jako metoda konečných prvků [8].

Jednotlivé fáze MKP výpočtu

- 1) Definice problému*
- 2) Tvorba geometrického modelu*
- 3) Volba atributů úlohy*
- 4) Zatížení, okrajová podmínka*
- 5) Generování sítě*
- 6) Výpočet, čas potřebný pro výpočet*
- 7) Variantní výpočty, vyhodnocení*

Vyhodnocení výsledků

Vypočtené výsledky jsou zobrazeny na geometrii (tvaru) součástí, a sice jako barevné isoplochy zvolené veličiny. Základní vypočtenou veličinou je stav napjatosti analyzované součásti. AIP FEM používá jedinou kategorii napětí, a sice tzv. porovnávací napětí, tvořené přínosem jednotlivých napětí. Jednotlivé složky napětí v AIP FEM zobrazit nelze, což může znamenat menší názornost (např. zda se jedná o napětí tahové nebo tlakové).

Napětí

Třiosá napjatost v nekonečně malém objemu dle teorie pružnosti jsou uvedena následovně. Normálová tahová napětí jsou kladná, normálová tlaková napětí jsou záporná. Smyková napětí jsou kladná, jestliže 2 určující osy jsou orientovány podle pravidla pravé ruky. Těchto šest hodnot jsou složky trojrozměrného stavu napjatosti. Nekonečně malý objem, orientovaný dle globálního souřadného systému, může být nyní otočen tak, že hodnoty smykového napětí se rovnají 0 a vyskytují se pouze normálová napětí. Normálová napětí dosahují v tomto stavu své maximální hodnoty a nazývají se hlavní napětí. Z fyzikálního hlediska jsou nejvýznamnější hlavní tahová napětí σ . Stav napětí, kterým komplexně hodnotíme těleso zatížené reálnými silami, je obecně trojrozměrný. Redukované napětí se běžně srovnává s materiálovými charakteristikami, zjištěnými při jednoosé napjatosti (mez pevnosti v tahu).

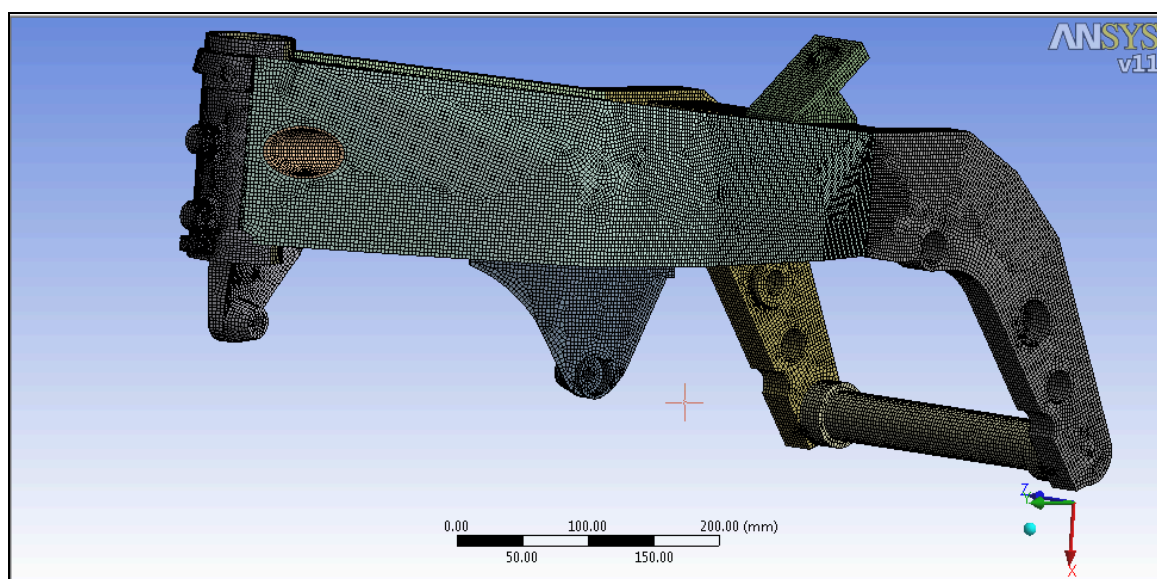
Deformace

Zjištění skutečného stavu deformace navrhované součásti je pro konstruktéra neméně důležitou informací. Deformace má navíc důležitou výpovědní hodnotu při posuzování správnosti výpočtového modelu. Reálnost výsledku a správnost zadaných okrajových podmínek se nejlépe hodnotí na vykresleném deformovaném tvaru součásti. Jestliže se vypočtené deformace nerovnají (nebo nepřibližují) předpokládanému chování v reálném provozním stavu, je třeba překontrolovat okrajové podmínky [sešit J. Šmiraus – Pružnost a pevnost I].

Testem tuhosti konstrukce rámu s měnitelnou geometrií je porovnání hodnot deformace a napětí s původním rámem společnosti Kawasaki použitého na motocyklu ZXR 400L (obch. ozn. Ninja). Stanovením hodnot napětí v oblastech jeho špiček a kritických průřezích dostaneme výsledný pohled na tuhost konstrukce a její výslednou odolnost proti deformaci.

7.2 Pevnostní výpočet původní konstrukce rámu

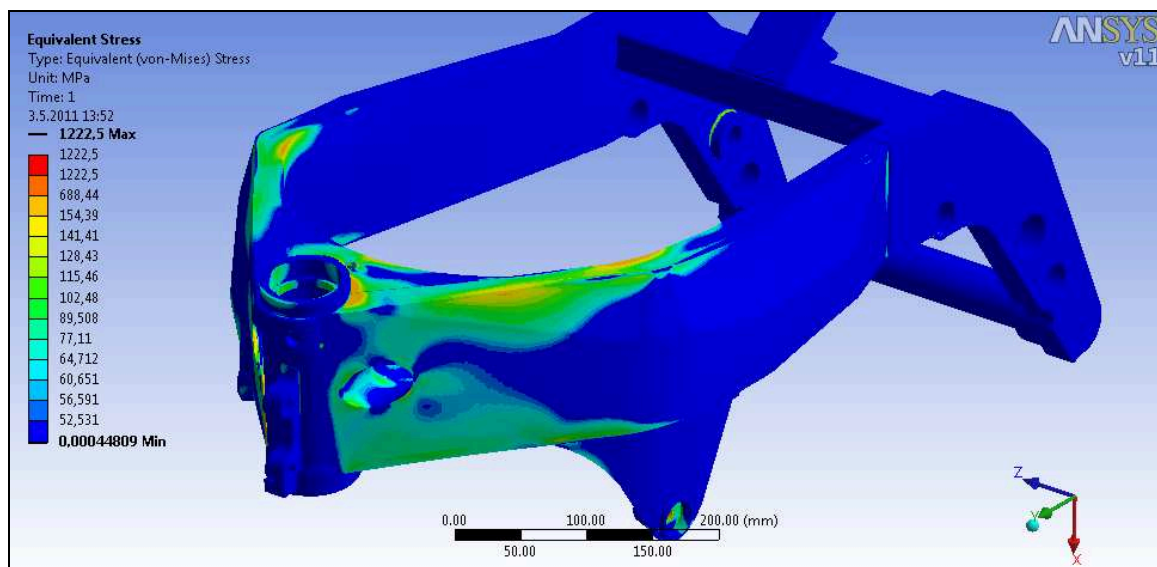
Prvním krokem bylo vytvoření přesného 3D modelu původního rámu motocyklu. Ten byl vytvořen v softwaru Autodesk Inventor Professional 2010. Model byl vytvořen jako svařenec z hliníkových profilů, ovšem kvůli zjednodušení výpočtu je zde konstrukce rámu považovaný za celistvou komponentu. Po exportování modelu do prostředí softwaru ANSYS Workbench v11 byla vytvořena síť (Mesh) na obr. 39. Pro tuto síť byla zvolena velikost elementů (element size) 3mm. Tvar krychlový (Quadrilaterals) s počtem elementů přes 240 tis.



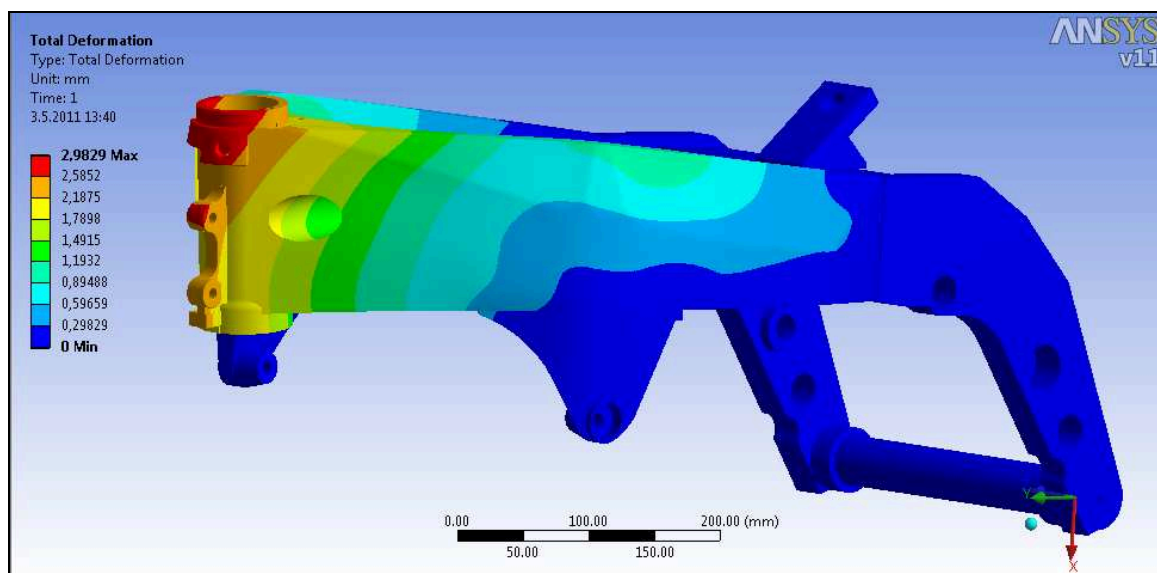
Obr.39 Vytvořený model s aplikovanou sítí v prostředí Ansys Workbench v11

Zatížení setrvačnou silou při maximálním brzdění v uložení sloupku řízení

Následně byla zadána zatěžující síla v podobě maximální setrvačné síly při brzdění na hranici adheze s dvojčlennou posádkou. Působišti této síly byly přesné vývrty pro uložení ložisek sloupku řízení. Tím byla přesně nasimulována skutečné zatížení při jízdní situaci. Jako pevná opěrná místa rámu byly zvoleny díry pro uložení motoru a nálitky s vývrtem pro uložení kyvné vidlice. Uložení zadní pružící jednotky nebylo uvažováno za podpěrný bod, protože zatížení zadního kola při plném brzdění se blíží nule. V případě skutečného zatížení je síla rozložena do více bodů opory (fixed support), ovšem při aplikaci stejných podmínek na oba modely rámu je tento rozdíl zanedbatelný. To bylo prokázáno v předchozích výpočtech dynamiky pohybu motocyklu. Při tomto zatížení bylo zjišťováno napětí (obr. 40) a deformace (obr. 41) v konstrukci rámu. Průběhy těchto zkoumaných veličin jsou znázorněny v barevné škále dle velikosti hodnot.



Obr. 40 Napětí v modelu původního rámu zatíženého setrvačnou silou při brzdění

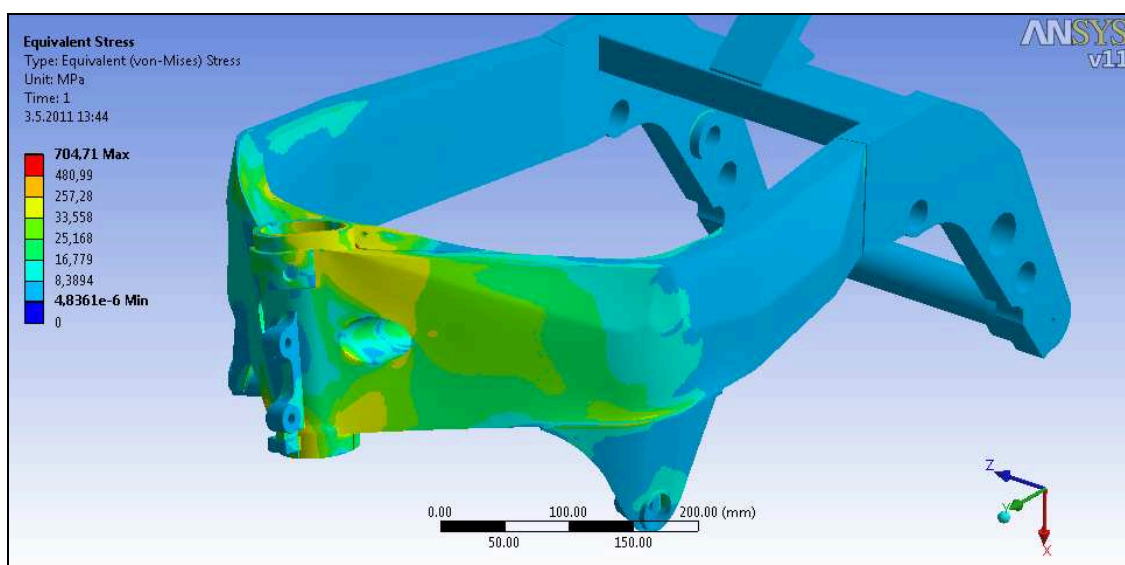


Obr. 41 Totální deformace rámu Kawasaki zatíženého při stejném zatížení

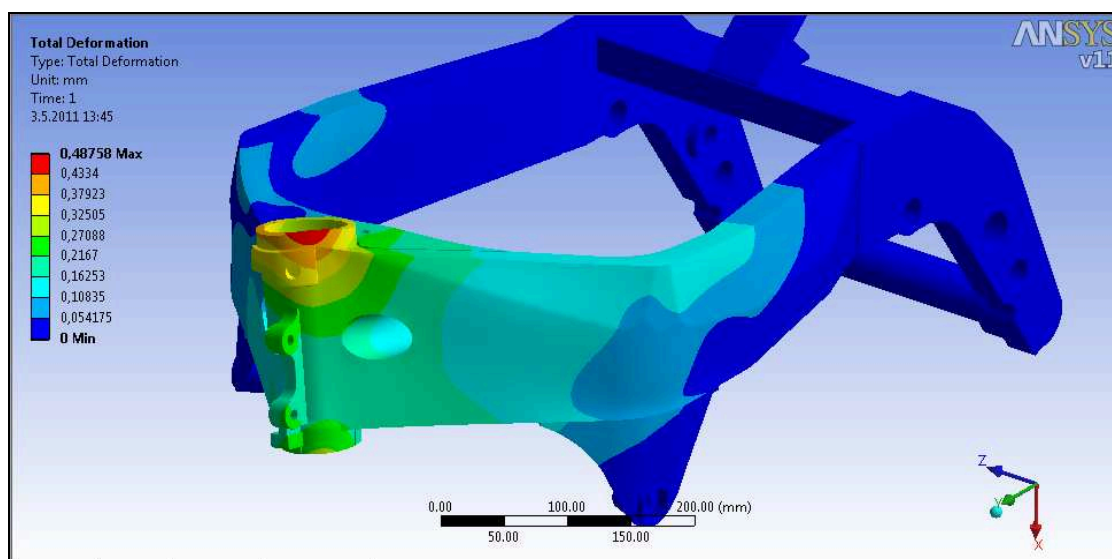
Maximální vzniklé napětí dosahuje hodnoty 1222,5 MPa. Tyto špičky napětí se ovšem vykytují v místech, kde je původní rám vyztužen svary. Tuto skutečnost musíme brát na vědomí, protože v případě tohoto modelu se nejedná o svařenec, ale o celistvý kus. Z tohoto je vhodné zabývat se spíše celkovým průběhem napětí nežli jeho špičkovými hodnotami. Pevnost rámu je potvrzena aplikací do sériové výroby a dlouholetým užíváním při extrémních jízdních situacích. To potvrzuje předchozí myšlenku o zanedbání vzniklých napěťových špiček. Nyní je možné přejít k testování torzní tuhosti.

Zatížení torzním momentem v uložení sloupku řízení

Pro otestování torzní tuhosti byly zvoleny síly, reprezentující torzní namáhání hlavy řízení při překlápění motocyklu. V teoretické části byl sice uveden výpočet, ovšem číselné hodnoty těchto sil jsou velmi nepřesné. Omezující podmínky pro výpočet tohoto zatížení jsou natolik nestálé, že pro přesný výpočet by byl realizovatelný spíše v některém ze simulačních softwarů, než numerickým výpočtem maximální možné zatěžující síly. Z výše uvedených důvodů je pro torzní zatížení zvolena síla o velikosti 10 000 N působící jako kolmá síla na podélnou rovinu rámu v místě uložení sloupku řízení. Smysl působení sil je zvolen tak, aby síly vyvolávaly torzní moment na hlavu řízení.



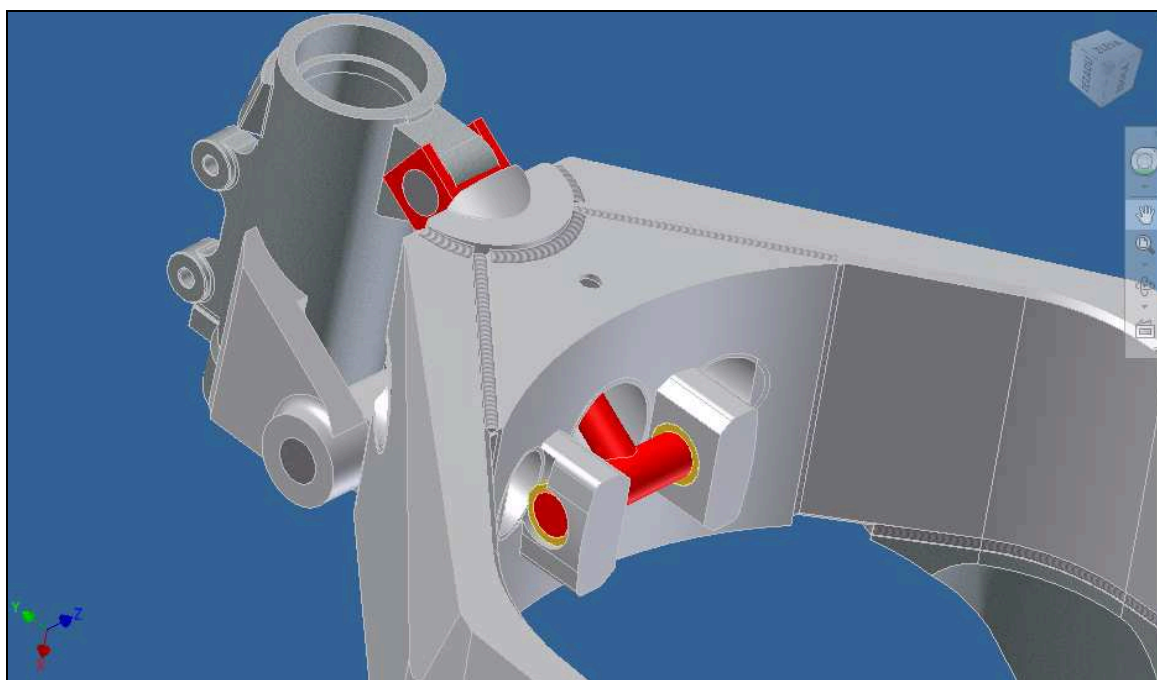
Obr. 42 Napětí v modelu původního rámu zatíženého torzním momentem v hlavě řízení



Obr. 43 Totální deformace rámu zatíženého torzním momentem v hlavě řízení

7.3 Pevnostní výpočet rámu s proměnnou geometrií

Při testování pevnostních a deformačních vlastností rámu s proměnlivou geometrií úhlu osy řízení bylo využito stejných metod výpočtu při stejných podmínkách zatížení jako u původního rámu. Jen tak je možné docílit výsledků, které budou mezi sebou porovnatelné. Hlavním úkolem této části práce je určení kritických oblastí konstrukce, ve kterých bude nutné dbát zvýšené pozornosti při svařování a dimenzování spojů. Znovu nebudou brány v úvahu oblasti původních svarů, které nejsou součástí modelu vytvořeného v programu Ansys Workbench. Dále byl v modelu nahrazen pohybový šroub pomocí tuhé vzpěry. Ta zamezuje pohyb hlavy řízení při zatížení a zároveň je schopná simulovat zatížení při prudkém brzdění v uložení čepu pohybového šroubu. Náhrada pevnou vzpěrrou je patrná na obr. 44.

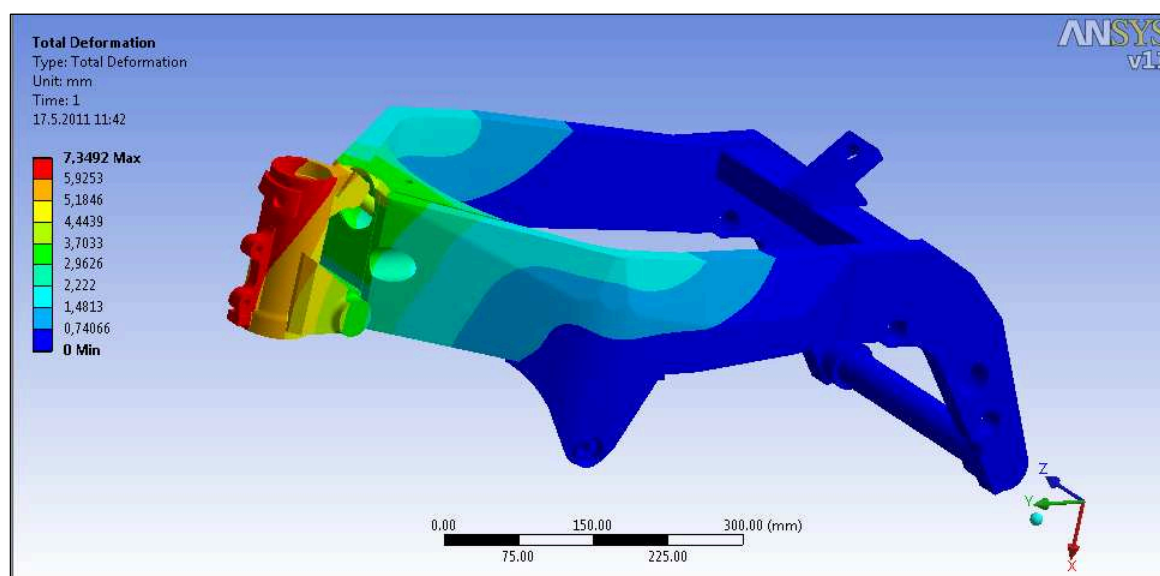


Obr. 44 Snímek modelu s náhradou šroubovice pomocí pevné vzpěry

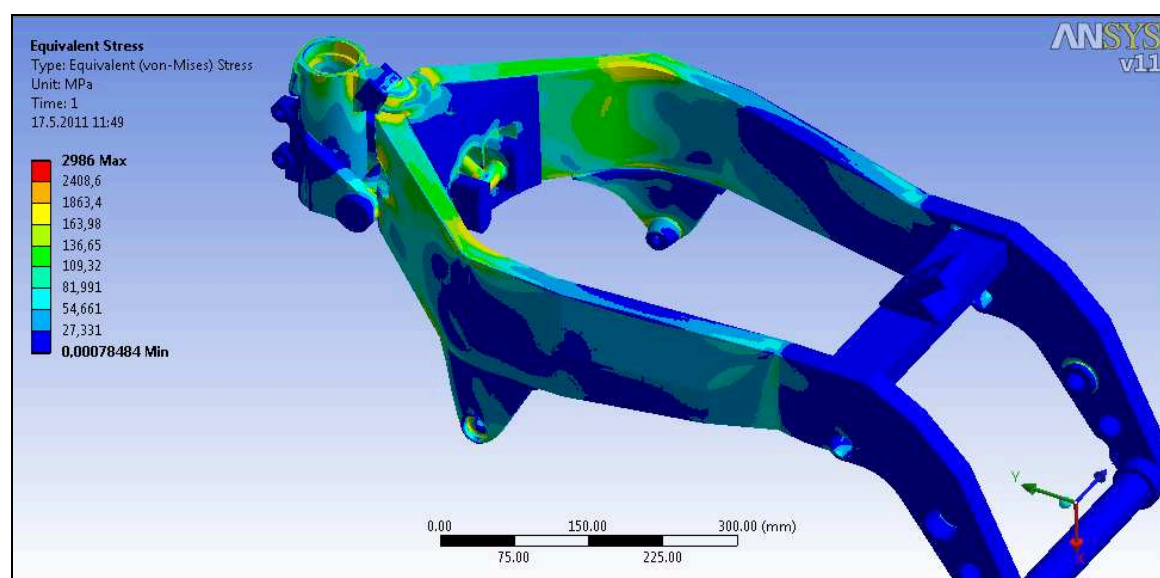
Stejně jako v předchozím případě byla vytvořena síť se zvolenou velikostí elementů (element size) 3mm. Oproti předchozímu byla zvolena větší velikost elementů z důvodu složitosti výpočtu. Síť byla i v této podobě vytvářena 4 hodiny. Tvar zůstal zachován krychlový (Quadrilaterals), s počtem elementů přes 294 tis.

Zatížení setrvačnou silou při maximálním brzdění v uložení sloupku řízení

Byla znovu zadána zatěžující síla v podobě maximální setrvačné síly při brzdění na hranici adheze s dvojčlennou posádkou. Působišťem této síly byly opět vývrty pro uložení ložisek sloupku řízení. Body opory (fixed support) byly zvoleny stejně jako v předchozím testu. Průběhy deformace a napětí jsou znázorněny v barevné škále dle velikosti hodnot na obr. 44 a obr. 45.



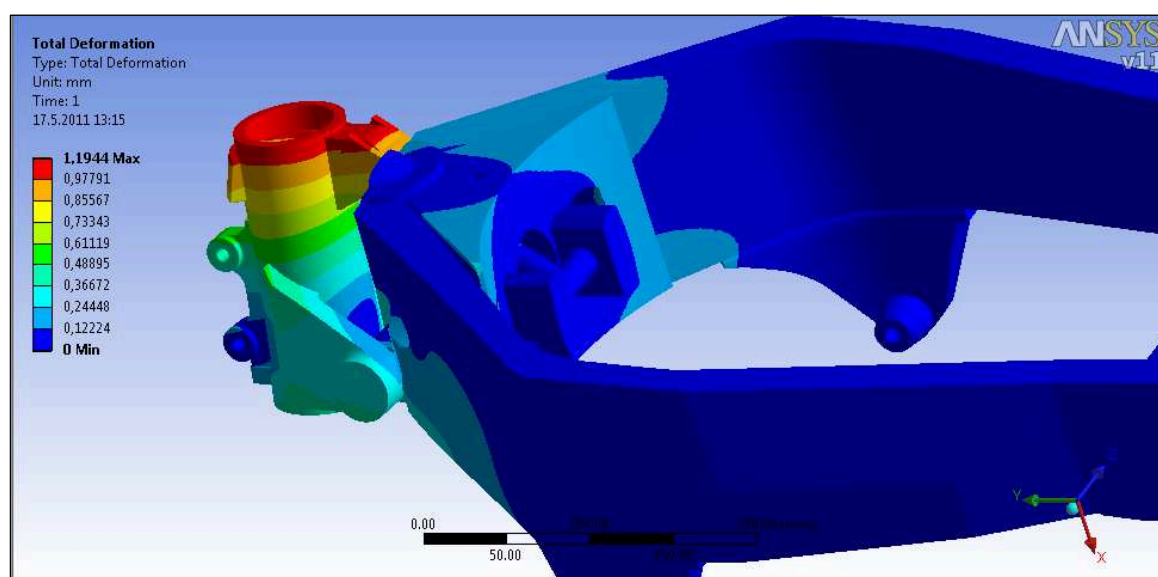
Obr.44 Totální deformace rámu s měnitelnou geometrií zatíženého při brzdění



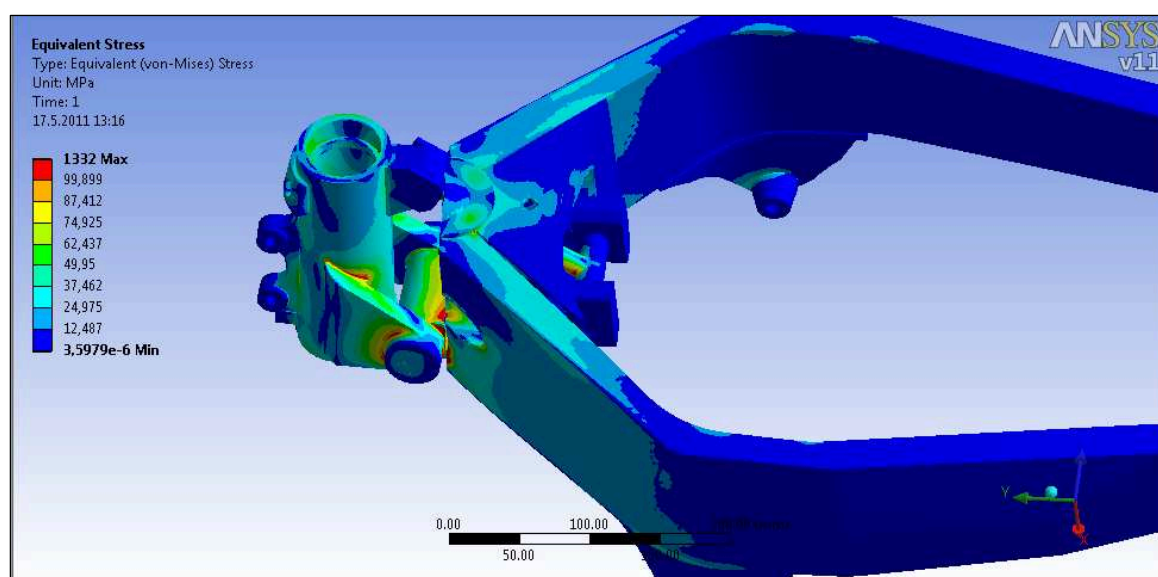
Obr. 45 Napětí v rámu s měnitelnou geometrií zatíženého při brzdění

Zatížení torzním momentem v uložení sloupku řízení

Pro otestování torzní tuhosti byl zvolen moment, reprezentující torzní namáhání hlavy řízení při překlápění motocyklu. Znovu byla zvolena hodnota síly o velikosti 10 000 N působící jako kolmá síla na podélnou rovinu rámu v místě horního uložení sloupku řízení. Druhá síla byla umístěna do dolního sloupku v přesně opačném směru. Takovéto rozložení sil potom simulovalo skutečný torzní moment. Výsledné průběhy deformace a napětí s jejich ohnisky jsou vidět na obrázcích (obr. 46, obr. 47).



Obr.46 Totální deformace rámu s měnitelnou geometrií zatíženého torzním momentem



Obr. 47 Napětí v rámu s měnitelnou geometrií zatíženého torzním momentem

7.4 Vyhodnocení výsledků

Tyto simulace zatížení v programu ANSYS Workbench v11 měly přinést určitý pohled na změnu vlastností rámu motocyklu při aplikaci závěsu s možností regulace úhlu osy řízení. Cílem bylo získání údajů o změně torzní tuhosti a místech deformace oproti původnímu rámu. Tento rám byl konstrukčně navržen pro extrémní zatížení a splňuje požadavky pro závodní účely. Z této skutečnosti plyne, že byl silně předimenzovaný pro provoz na pozemních komunikacích v rámci běžného užívání. To je nutné brát v úvahu při porovnávání pevnostních vlastností obou rámu. Nadefinovaná zatížení byly zvoleny jako maximální možné z pohledu běžného využívání motocyklu. Dalším a poměrně zásadním důvodem pro tvorbu tohoto testu bylo určení kritických míst v konstrukci, která podléhají maximálnímu zatížení. Dle provedených simulací byly provedeny nutné zásahy do konstrukce při tvorbě vlastního funkčního vzorku.

Vyhodnocení číselných hodnot je velice zavádějící z důvodu zanedbání svarových housenek konstrukce. Ty v místech maximálních napětí konstrukci zesilují. Takto provedené simulace mají tedy jen orientační výsledné hodnoty a slouží spíše pro porovnání konstrukcí z hlediska průběhů, než z hlediska výsledné pevnosti. Zatímco hodnota totální deformace u původního rámu při zatížení brzdou silou dosahovala hodnoty 2,9 mm, u závěsu s variabilní geometrií to bylo 7mm. Tato hodnota je více než dvojnásobek hodnoty původní. Napětí při stejném zatížení bylo u původního rámu 1222,5 MPa a u konstrukce nového závěsu 2986 MPa. Zde je nutno připomenout, že se jedná o špičkové hodnoty přesně v místech, kde byly zanedbány svarové housenky. Hodnoty při torzním namáhání již vypadaly příznivěji. Deformace originálního rámu torzním momentem v oblasti hlavy řízení byla 0,48 mm. Naproti tomu u konstrukce výkyvné hlavy řízení 1,2 mm. S touto deformací spojená deformace stopy se při takto enormním zatížení zdála přijatelná. Napětí při tomto zatížení ve svých špičkách opět dosahovalo u upraveného rámu hodnot dvojnásobku. U původního mělo hodnotu 704,71 MPa a u upraveného závěsu 1332 MPa. Takto byly vyhodnoceny číselné hodnoty ze simulací. Podstatnou částí těchto simulací zatížení bylo určení maximálně namáhaných oblastí konstrukce. Navzdory předchozím domněnkám, že uložení pouzdra pohybového šroubu bude silně namáháno silou při plném brzdění, bylo prokázáno, že tomu tak není. Nejvíce namáhanou částí se stalo uložení dolního čepu hlavy řízení a oblasti v jeho blízkosti. Zejména pak svary s horní a spodní strany tohoto uložení.

8. Zhodnocení výhod při použití variabilní geometrie podvozku

8.1 Aplikace rámu s měnitelnou geometrií na motocykl ZXR 400 L

Pro uskutečnění testu systému zavěšení s aktivní změnou geometrie podvozku motocyklu je nutné aplikovat závěs na skutečný motocykl. Byl proto zapůjčen motocykl shodného typu, pro jaký bylo zavěšení primárně navrženo. Jedná se o již zmíněný motocykl Kawasaki ZXR 400 L. Již dříve bylo na tomto motocyklu prováděno měření rozměrů podvozku a určována poloha těžiště. Motocykl byl tedy přistaven a kompletně rozebrán. Cílem bylo odstranit původní rám, který byl již v předchozí části použit pro vytvoření přesného 3D modelu pro návrh a výpočet nového zavěšení. Při této demontáži bylo detailně studováno stávající zavěšení a jeho případné deformace či opotřebení, která by mohla ovlivnit budoucí jízdní zkoušku. Tato kontrola se týkala zejména ložisek kol a uložení pohyblivých částí podvozku. Odstrojený motor s původním rámem jde vidět na obr.48. V motoru byly ponechány provozní kapaliny pro jednoduchou montáž náhradního rámu s novým zavěšením. Bylo pouze nutné odpojit a zajistit palivový systém proti uniku paliva kvůli bezpečnosti při budoucí práci na motocyklu.



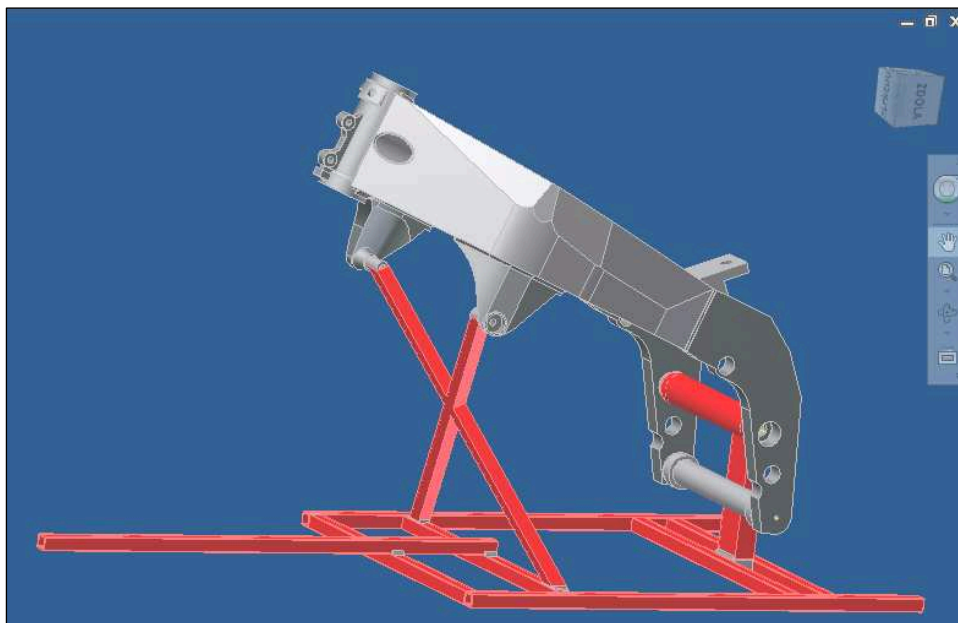
Obr.48 Podvozek motocyklu v poslední fázi demontáže rámu

8.2 Konstrukce měřicí stolice a postup měření geometrie rámu

Při stavbě funkčního modelu bylo nutné vyřešit zachování souososti děr pro uložení hřídelů pro pružící a řídicí komponenty. Hlavním úkolem takovéto stolice je přesné upevnění a znehybnění tuhé části rámu. Je nutné stolici opatřit měřícím prvkem pro zjištění úhlu hlavy řízení a stanovení osy, která je kolmá k ose čepu zední kyvné vidlice. Stejně tak však souhlasná k ose celého rámu. Takto upevněný rám s určením jeho os, je možno dále upravovat bez rizika změny geometrických poměrů v rámu a vedení podvozku. Pro určení os bude použita technologie optického paprsku uchyceného v osách otvorů pro čepy pružících jednotek. Paprsek bude dopadat na plochu opatřenou stupnicí pro určení přesné hodnoty. Stolica bude dále použita jako stojan pro představené konečné verze vlastního řešení variabilní geometrie úhlu hlavy řízení.

Konstrukční řešení stolice

Jedná se o svařenec z tenkostěnných uzavřených čtvercových profilů dle ČSN 42 6935, materiál 11 320. Rozměry profilu v konstrukci jsou jednotné TR 4HR 20 x 2 ČSN 42 6935.1. Pomocí těchto profilů je svařená základní plošinová konstrukce a kříž, vyplňující prostor pro motor. Tento kříž je opatřen závitovými oky pro pevné spojení s rámem v místě závěsu motoru. Dalším použitým profilem je uzavřený tenkostěnný ocelový profil obdélníkový dle ČSN 42 6936, přesněji TR OBD 50 x 30 x 2 ČSN 42 6036.1 – 11 320.0. Tento profil tvoří stojku pro uložení čepu zadní kyvné vidlice. Posledním použitým profilem je potom trubka ocelová bezešvá tvářená za tepla ČSN 42 5715 TR ϕ 45 x 2 upravená pro zvláštní účely (okujená, pochromovaná). Čela této trubky jsou vysoustružena na vnitřní průměr ϕ 42mm do hloubky 12mm pro uložení valivých ložisek 6004 ČSN 02 4630. Celá konstrukce je potom svařena metodou obloukového svařování v ochranné atmosféře MAG (CO₂). Stolica je svařena kompletně dle výkresu, upevňovací válečky pro uchycení v držáku motoru jsou ale navařeny dodatečně. Takto bylo učiněno z důvodu rozdílnosti konstrukce pravého a levého držáku. Otvory se závitem jsou tedy navařeny v různých úhlech kvůli odstranění pnutí v důsledku možného nepřesného navaření dle výkresové dokumentace. Tím je odstraněno nebezpečí vzniku pnutí při měření rámu. Výslednou konstrukci je vidět na 3D modelu v prostředí Autodesk Inventor na obr. 49. Nebo skutečnou zhotovenou konstrukci měřicí stolice na obr. 51 s postupem při měření.



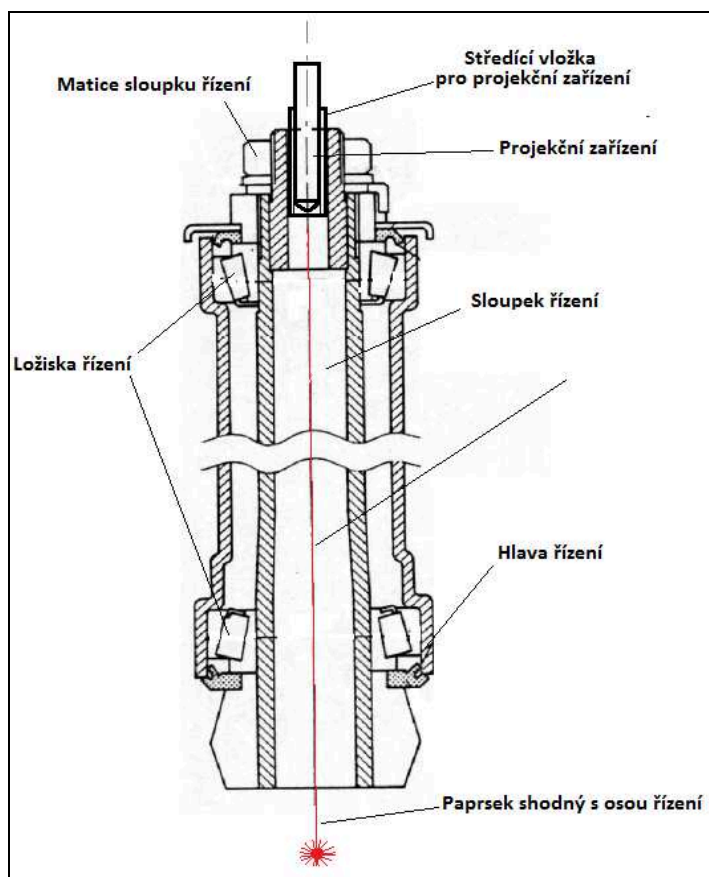
Obr. 49 Model 3D stolice pro měření geometrie rámu motocyklu

Konstrukce adaptéru pro projekční optické zařízení

Laserový adaptér je dílenský přípravek zhotovený pouze za účelem promítnutí osy řízení na podložku. Tato projekce osy bude využita zejména při svařování na rámu motocyklu. Při přestavbě motocyklového rámu je třeba dbát na zmíněné zachování souososti a kolmosti os čepů, kolem kterých se pohybují funkční celky podvozku. Zejména pak čep osy kyvné vidlice a nově vytvořený čep naklápění hlavy řízení. Jak již bylo zmíněno, při konstrukci přípravku pro uložení optického projektoru je nutné zachovat přesný směr a polohu osy. Konstrukce je tomu přizpůsobena následovně.

Jedná se o repliku sloupku řízení (obr.50), která zaujme polohu na otočném uložení v hlavě řízení. Středící vlastnosti zde zastoupí kuželová ložiska, totožná s typem, který motocykl používá pro vlastní provoz. Ve sloupku řízení je vytvořen vývrt, který dále slouží jako vodící otvor pro uložení vlastního projekčního zařízení. Aby bylo možné vytvořit korekci obrazu projekčního zařízení, je nutné vytvořit do tohoto vývrtu vložku se stavěcími šrouby. Těmito šrouby je při rotaci provedena korekce vychýlení parsku vlivem nepřesnosti výroby projekčního zařízení.

Korekce odchylky házení při rotaci sloupku řízení je provedena na obráběcím stroji (soustruhu). Odchylka bude nastavena na max. 1mm na vzdálenost 1m od čočky projekčního zařízení.



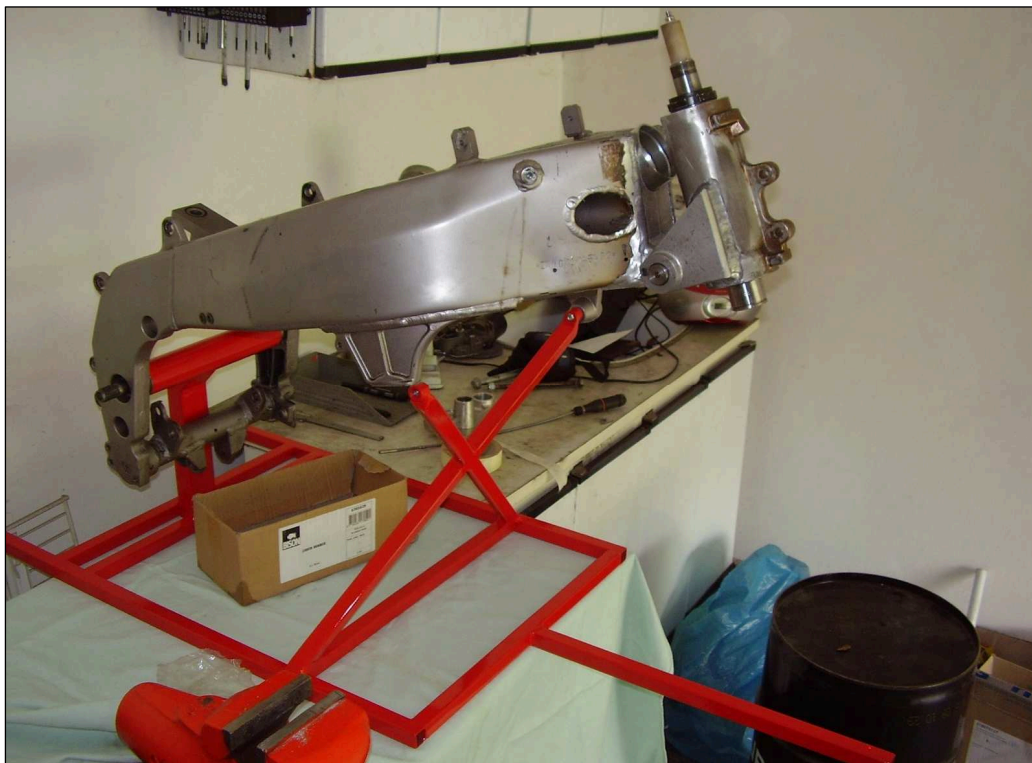
Obr. 50 Uložení projekčního zařízení

Princip měření

Jak již bylo zmíněno, je nutné zachovat kolmost os čepů výkyvu zadního čepu kyvné vidlice a budoucího čepu výkyvné hlavy řízení. Z tohoto důvodu byla stolice pro svařování sestavena. K určení roviny kolmé k čepu zadní vidlice byl použit originální rám. Do tohoto rámu je umístěn adaptér pro uložení projekčního zařízení. Je určena osa řízení a její průsečík s podložkou. Otáčením celým rámem je poté na podložce v několika bodech určena přímka, která je přesnou kolmicí na osu čepu kyvné vidlice. Tato přímka je tedy průsečíkem roviny dělicí rám na dvě stejné poloviny i s měřicí stolicí. Přímka bude zakreslena na předsunutou část stolice a je tedy možné se stolicí pohybovat bez vlivu na tuto průsečnici rovin. Nyní je možné rám z měřicí stolice sejmout a na stolicí umístit rám, na který budou navařena uložení pro čepy.

Uložení čepu výkyvné hlavy řízení bude navařeno společně s již vytvořenou konstrukcí hlavy řízení. Výkyvem hlavy řízení, opatřené projekčním zařízením, bude možné neustále kontrolovat zachování kolmosti střední roviny rámu na osu čepu výkyvu. Promítání osy řízení na již vytvořené značky z původního rámu je vidět na obr.51. Tímto způsobem

bude docíleno souososti čepu hlavy řízení a čepu zadní kyvné vidlice. Bude tak zachována stopa motocyklu a zajištěno její zachování i při výkyvu zadní kyvné vidlice nebo změně úhlu osy řízení.



Obr. 51 Měření závěsu na měřící stoličce po navaření uložení spodního čepu

8.3 Svařovací práce na konstrukci závěsu předního kola

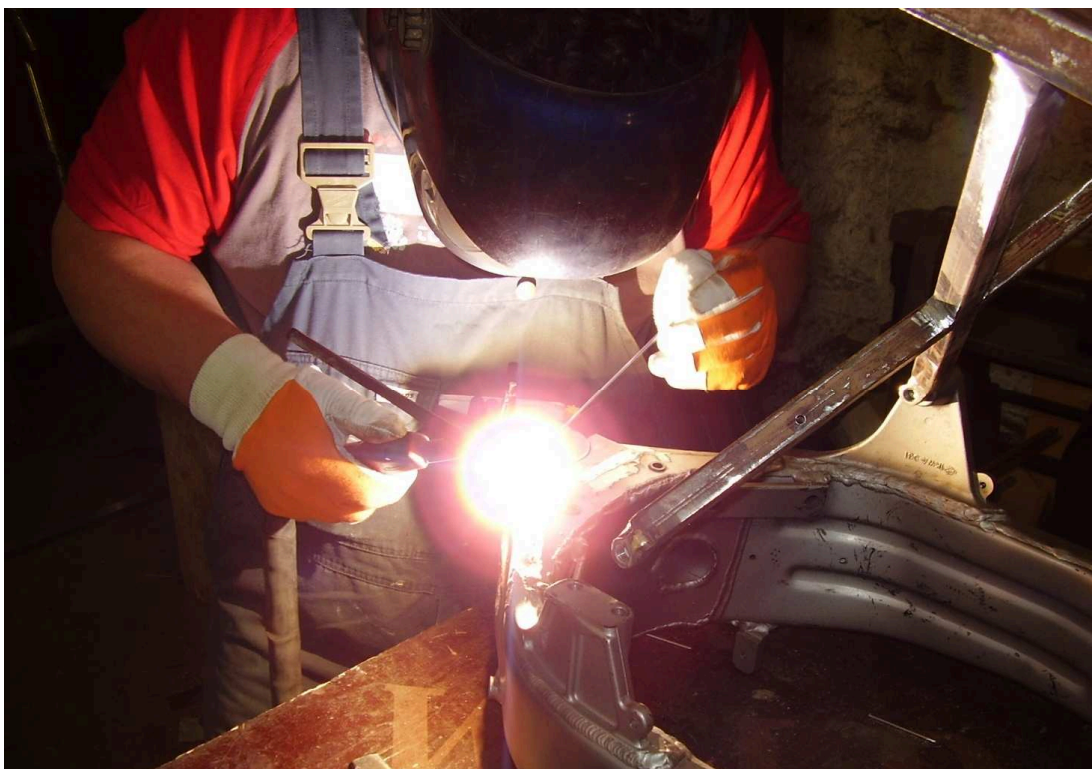
Konstrukce rámu je svařencem z hliníkových profilů a plechových výlisků. Přesněji se jedná o slitinu hliníku a hořčíku. Detailní složení výrobce nikdy neudává. Slitina je ale velmi podobná slitině hliníku AlMg 4,5Mn. Svařování materiálu hliníkové slitiny je realizováno metodou obloukového svařování netavící se elektrodou v ochranné atmosféře inertního plynu. Přídavným materiálem byla opět slitina hliníku a magnezia AlMg 4,5Mn. Je tak zachována stejnorodost spojovaného materiálu a samotného svaru. Odlitky, které jsou dodatečně vyrobeny jako prvky uložení nového závěsu předního kola, jsou odlity tlakovým litím z materiálu AlMg, ovšem jiného procentuálního poměru.

Pořadí svařovaných částí bylo určeno s ohledem na pozdější realizaci celého svaru a na možnost neustálé kontroly geometrie celého závěsu. Prvním dílem, který bylo nutné

svařit, se stala hlava řízení, na kterou byly navařeny ramena uložení dolního čepu výkyvu. Poté bylo nutné svařit uložení dolního čepu s výplní rámu po vyjmutí hlavy řízení. Nyní mohlo dojít ke spojení těchto dvou částí spodním čepem. Vložením výplně do rámu a rozkýváním hlavy řízení v rámu uloženém na měřicí stoličce bylo možné určit přesnou polohu a sklon konstrukce, s ohledem na zachování souososti čepu výkyvu a čepu zadní kyvné vidlice. Po této měřicí operaci byla výplň rámu navařena. Nyní přišla řada na realizaci vývrtu otvoru ve středu rámu, pro vložení vodící trubky pohybového šroubu. Tento vývrt byl realizován v předem vypočítaném úhlu v přesné výšce. Samotná realizace proběhla pomocí frézovací hlavy na přesný rozměr vodící trubky. Po vložení vodící trubky do rámu byly její konce svařeny k rámu, aby došlo k opětovnému vyztužení celé konstrukce.

Poslední fází svařování bylo navaření uložení horního čepu pohybového šroubu a uložení čepů, umožňujících výkyv pohybového šroubu. Po dokončení jakýchkoliv svařovacích prací bylo nezbytně nutné zajistit pomalé chladnutí svaru a jeho okolí. Materiály slitiny hliníku jsou totiž extrémně choulostivé na změnu vlastností, zejména pružnosti a pevnosti v tahu po svém rychlém ochlazení. Svary byly opracovány pouze v místech, kde bylo nutné provádět další svařování nebo kde housenka svaru bránila pohyb některých prvků závěsu.

Kovové prvky závěsu byly svařovány metodou obloukového svařování v ochranné atmosféře MAG (CO_2). Jednalo se převážně o svary konstrukce pohybového šroubu. Navařena zde byla vidlice šroubovice a vyztuženo těleso uložení pohybového šroubu. Nutné bylo již jen navařit uložení elektromotoru realizujícího rotační pohyb matice pohybového šroubu. Tím byly svařovací práce na celé konstrukci závěsu ukončeny.



Obr. 52 Svařování netavící se elektrodou v ochranné atmosféře inertního plynu (TIG)

9. Zjištění vlastností variabilní geometrie podvozku

9.1 Výsledky jízdních zkoušek

Bylo provedeno několik jízdních zkoušek, jejichž cílem bylo v první řadě ověřit pevnost prvků zavěšení předního kola. Jízdní zkoušky byly provedeny v areálu stanice technické kontroly na malém polygonu, který stanice využívá pro kalibraci tachografů a zkouškám brzd zemědělských strojů pomocí decelometru.

První částí jízdy bylo tedy zmíněné zkoušení pevnosti a tuhosti závěsu. V první řadě bylo nastavení úhlu osy řízení stejné jako u původního rámu motocyklu. Jen tak bylo možné porovnat jízdní vlastnosti z hlediska torzní tuhosti závěsu předního kola s původním pevným závěsem. Jízdní zkouškou byla zjištěna snížená torzní tuhost v oblasti hlavy řízení. Ta se ovšem projevovala jen při prudkých změnách směru a v situaci rychlého překlápění motocyklu. Při jízdě v nízkých rychlostech během provádění této jízdní zkoušky byla tato snížená torzní tuhost zanedbatelná. Poté byly provedeny dvě jízdní zkoušky s nastavením osy řízení (závleku) v mezních polohách. Nejprve s malým úhlem

osy řízení, tedy dlouhým závlekem. Byla zkoušena opět tuhost závěsu a bylo provedeno několik zatížení vlivem intenzivního brzdění. To samé bylo provedeno s nastavením velkého úhlu osy řízení s krátkým závlekem. Hned v počátku jízdní zkoušky bylo znatelné snížení ovládacího momentu v řízení motocyklu. Při zatěžování závěsu brzděním bylo prokázáno snížení sklonu ponořování vidlice vlivem brzdného momentu.

Ve druhé části jízdních zkoušek byly rozestavěny kužely v podobě slalomové dráhy. Průjezdem této dráhy pak byly srovnávány jízdní vlastnosti při změnách směru v malých rychlostech. Výstup z této jízdní zkoušky byl spíše subjektivní, nebyl totiž měřen čas průjezdu této dráhy, ani porovnávány poloměry oblouků během průjezdu kolem kuželů. První jízdou byla zkoušena stabilita během průjezdu slalomové dráhy s nastavením původního úhlu osy řízení a původním závlekem předního kola. Aby bylo možné porovnání jízdních vlastností při rozdílné hodnotě závleku a úhlu řízení, hned následující jízdou byl průjezd s nastavením maximálního závleku kola. Při této jízdě byla zjištěna větší stabilita motocyklu při přímé jízdě, přitom ale snížená schopnost motocyklu prudce měnit směr jízdy. Při snaze prudké změny směru jízdy nebo prudkého překlápění bylo nutné vynaložit větší fyzické síly, než tomu bylo při nastavení s původním úhlem osy řízení. Při nastavení úhlu osy řízení na největší možnou hodnotu, tedy s nejkratším závlekem kola, byla změna chování motocyklu na slalomové dráze okamžitě citelná. Řízení motocyklu se, ať již z pohledu síly na koncích řídítek nebo síly nutné k překlápění motocyklu do oblouku, stalo mnohem snazší. Byl tak prokázán podstatný vliv závleku kola na vratný moment řídítek a tím i na ovladatelnost motocyklu při prudkých změnách směru jízdy. Tyto jízdní zkoušky nebyly dokončeny. Výsledky proto nejsou dostatečně vypovídající, ovšem naznačují vysokou pravděpodobnost věrohodnosti předcházejících výpočtů a domněnek o stabilitě a získaných výhodách při použití tohoto systému zavěšení.

9.2 Ekonomické zhodnocení stavby prototypu

Jediným možným způsobem vytvoření ekonomického zhodnocení prototypu je vyčíslení nákladů spojených s jeho výrobou. Avšak i toto vyčíslení nákladů je velice nepřesné a ryze orientační. Do celkových nákladů bude započítána cena nového rámu motocyklu, který byl použit jako základ pro vytvoření systému aktivní změny geometrie podvozku. Tato zůstatková cena je přibližnou cenou rámu na trhu s náhradními díly pro motocykly. Další započítanou položkou je cena za výrobu hliníkových odlitků. Tato cena promítá pouze cenu za materiál a slévání, nikoliv však za návrh a tvorbu forem pro toto slévání. Tyto náklady by zřejmě přesáhly cenu samotného odlitku, protože se jedná o kusovou, nikoliv o sériovou výrobu. Největší položkou jsou zde svářečské práce provedené na hliníkovém rámu. Cena těchto prací je opět zkreslená kusovou výrobou a nutností tvorby různých přípravků nutných k přesnému navařování. Samotná cena za montáž a demontáž rámu na vlastní motocykl je určena z průměrné hodinové taxy na servisní práci provedené v odborném servisu zabývajícího se opravami motocyklů. Časová náročnost prací byla také vyčíslena pouze orientačně, protože její přesné měření v průběhu tvorby prototypu nebylo realizovatelné. Dalšími zúčtovatelnými položkami jsou soustružnické nebo jiné obráběcí práce na dílech zavěšení předního kola. Ceny dílů, které jsou zakoupeny jako hotové (ložiska, šrouby, podložky, závlačky,...) budou uvedeny v katalogové ceně včetně DPH.

Materiál				
č.položky	Název položky	ks	prům.cena za ks	cena celkem
1	Rám motocyklu	1	25 000,00 Kč	25 000,00 Kč
2	Svařovací drát AlMg 4,5Mn	2	301,00 Kč	602,00 Kč
3	Polotovary AlMg 4,5Mn	4	800,00 Kč	3 200,00 Kč
4	Polotovary ocel (11 700, 14 151, 11 500)	8	100,00 Kč	800,00 Kč
5	Svařovací drát 0,6 (ocel. drát 5kg)	1	530,00 Kč	530,00 Kč
6	Spojovací materiál (šrouby, matice,...) tab.7	18	10,00 Kč	180,00 Kč
7	Ložiska (jehlová, kuličková) tab. 8	6	210,00 Kč	1 260,00 Kč
8	Brusné kotouče, vrtáky, frézy	4	68,00 Kč	272,00 Kč
9	Spec. přípravky	1	500,00 Kč	500,00 Kč
				32 344 Kč

Tab.6 Materiálové náklady na stavbu prototypu rámu s proměnnou geometrií

Spoj. materiál	ks	cena/kus	cena
M 8 x 40 (imbus)	4	10,00 Kč	40,00 Kč
M 10 x 80 (imbus)	3	13,00 Kč	39,00 Kč
poj. kroužek 20mm	5	1,00 Kč	5,00 Kč
prachovka 20mm	4	23,00 Kč	92,00 Kč
poj. kroužek 20mm vn.	2	2,00 Kč	4,00 Kč
			180,00 Kč

Tab.7 Podrobněji rozepsané náklady na spojovací materiál

Ložiska	ks	cena/kus	cena
BM 2026 (KOYO)	4	236,00 Kč	944,00 Kč
BM 2015 (KOYO)	1	196,00 Kč	196,00 Kč
Kuličky 3mm	60	2,00 Kč	120,00 Kč
			1 260,00 Kč

Tab. 8 Ceny za nákup ložisek a jejich částí

Práce				
č.položky	Název položky	hodin	cena za hod	cena celkem
1	Servisní práce na motocyklu	44	385,00 Kč	16 940,00 Kč
2	Svařování hliníku	8	500,00 Kč	4 000,00 Kč
3	Svařování oceli	6,5	200,00 Kč	1 300,00 Kč
4	Obrábění (hliník, ocel)	12,5	350,00 Kč	4 375,00 Kč
				26 615 Kč

Tab.9 Předpokládaná cena za práci na prototypu a jeho součástech

Výsledná přibližná cena za stavbu prototypu je **58 959 Kč**. Tato cena je i přesto, že neodráží náklady na stavbu prototypu v plné výši, velmi vysoká. Je to způsobeno, jak již bylo řečeno, nutností kusové výroby jednotlivých prvků systému zavěšení se změnou geometrie předního kola. Avšak v porovnání s jinými zásadními úpravami motocyklu je tato cena vcelku přijatelná. Ve výsledku práce se jedná spíše o vývojový model, u něhož je předpoklad skutečného využití v aktuální podobě velmi nízký. Pokud by byl uvažován model jako testovací motocykl pro návrh pevného závleku bez regulace, snižoval by náklady na testování motocyklu s různými rámy velmi podstatně. Stejně tak by mohl být použit například u testování motocyklových plášťů, kde by zastupoval různé typy motocyklů. Tímto by podstatně snížil náklady na toto testování a cena za stavbu tohoto prototypu by byla oproti vzniklým úsporám naprosto zanedbatelná.

10. Nastínění možného využití zavěšení s variabilní geometrií

Navržený systém změny geometrie řízení je možná průkopnickou myšlenkou ve stavbě podvozků motocyklů 21. století. Na motocyklech, které se v dnešní době vyrábějí ať už jako sériové, nebo ryze závodní, lze najít ty nejmodernější technologie. Zástavba brzdných asistentů v podobě CBS nebo složitějšího ABS je dnes běžná. Uvažuje se dokonce o povinnosti pro nově homologované motocykly mít tyto systémy ve své výbavě. Je možné také perfektní nastavení podvozku většiny moderních motocyklů v závislosti na požadavcích uživatele. V počátcích bylo možné nastavení tlumičů jako u systému HMAS od firmy Honda. Dnes již je možné volit různé mapy nastavení podvozku přímo za jízdy pomocí systému BMW ESA (Electronic Suspension Adjustment). Do konstrukce podvozků také vstupují různé další tlumící prvky. Tyto prvky prošly velmi rychlým vývojem v několika málo předchozích letech. Od kapalinových tlumičů řízení se plynule přešlo k elektromagnetickým a dnes již plně stavitelným v závislosti na provozních podmínkách. Tyto tlumiče řízení již standardně používá Honda s názvem HESD.

Vývoj těchto asistenčních systémů se blíží pomalu ke své dokonalosti. Proto je možné očekávat další stupeň v možnosti kontroly jízdní stability a změny jízdních vlastností. Změna závleku kola, společně se změnami rozvoru a světlé výšky motocyklu, nabízí velké možnosti v oblasti regulace negativních jevů plynoucích z dynamických vlastností pohybu motocyklu. Potíží při konstrukci zavěšení kola s jakoukoli regulací polohy je celková tuhost zavěšení. Vlastnost motocyklu pohybovat se vysokou rychlostí s velkým podélným zrychlením bez deformace stopy je dnes kritériem stavby číslo 1. Společně s příchodem kompozitních materiálů a nejnovějších slitin hliníku se ovšem otevírá cesta k možnostem stavby zavěšení s proměnnými hodnotami úhlu sklonu osy řízení či rozvoru. Hlavní myšlenkou konstrukce závěsu navrženého v této diplomové práci je možnost parametry podvozku měnit plynule během jízdy. V první generaci manuálně dle potřeby řidiče a v budoucích generacích automaticky v závislosti na co nejlepším nastavení podvozku v dané situaci. V dalších generacích by mohl být systém postupně automatizován. Bylo by možné naprogramovat systém do několika různých režimů s mapami nastavení pro sportovní, cestovní nebo městskou jízdu. Podobně jako tomu je u systému řízení motoru SDMS. Regulace by probíhala s nápovědou řidiče o budoucích podmínkách provozu. Posledním stupněm by byla plná automatizace, kdy by systém volil nezávisle na řidiči potřebné parametry podvozku dle dat, získaných ze snímačů náklonu,

podélného zrychlení, rychlosti nebo zatížení. Pokud by se stal systém změny geometrie zavěšení předního kola plně automatizovaným, mohl by bez problémů spolupracovat z výše uvedenými již používanými systémy stability a asistenčními systémy. Propojení by mohlo být obdobou CAN-Bus systému osobních automobilů, kdy jsou jednotlivé řídicí systémy propojeny společnou sběrnici dat a řízeny centrální řídicí jednotkou ECU.

Druhou možností využití variabilního systému zavěšení předního kola je aplikace tohoto systému při vývoji jednotlivých částí motocyklů. Konstrukce celého rámu umožňuje regulovat rozměry podvozku motocyklu, čímž zastoupí různé typy motocyklů s rozdílnými předpoklady pro budoucí využití. Stejně tak je tato konstrukce využitelná při vývojových jízdních zkouškách nových rámu motocyklů. V případě testování vhodnosti zvolené geometrie podvozku tím odpadne výroba rámu s různým sklonem osy řízení anebo také složité přestavování osy řízení nebo úhlu sklonu přední vidlice pomocí excentrických vložek v nosnících vidlice. Teoreticky by mohl být závěs s proměnlivým závlekm a rozvorem kola využíván například při testování nových pneumatik z hlediska jejich všestrannosti pro použití na různých typech motocyklů. Možností využití systému zavěšení předního kola s variabilní geometrií je velká řada. Zůstává ale otázkou, jsou-li různé druhy materiálů schopné zajistit zmiňovanou tuhost celého závěsu a nebudou-li náklady na výrobu tohoto závěsu vyšší než získané výhody jeho aplikací do podvozku motocyklu

11. Závěr

Náplní této diplomové práce byl návrh systému aktivní změny geometrie motocyklu. V práci je nastíněno možné konstrukční řešení a v průběhu této práce bylo pracováno se skutečným motocyklem Kawasaki ZXR 400 L. Veškeré výpočty jsou provedeny pro využití tohoto zavěšení na zmíněném motocyklu. Paralelně s návrhem systému byla řešena i konstrukční proveditelnost jednotlivých navržených částí závěsu předního kola. Výstupem z této paralelní části diplomové práce je funkční model rámu motocyklu s proměnou geometrií osy řízení. Při hledání konstrukčních podobností ostatních používaných řešení bylo usouzeno, že řešení změny geometrie není dodnes chráněno žádným užitným vzorem ani patentem v rámci České republiky. Bylo tedy současně s dokončováním návrhu zahájeno řízení o aplikaci užitného vzoru a patentu na tento motocykl ve spolupráci s vedením Institutu dopravy Fakulty strojní Vysoké školy báňské v Ostravě. Výsledkem tohoto řízení byla registrace užitného vzoru na konstrukční provedení závěsu motocyklu s variabilní geometrií. Celý systém zavěšení je v diplomové práci prezentován jako návrh, nikoli jako hotové konstrukční řešení. Přílohami k diplomové práci jsou tedy jen výkresy polotovarů nebo celých částí závěsu určeným k zadání do výroby. Většinou to jsou odlitky slitin hliníku, což má za následek nepřesnosti ve výkresových dokumentacích a skutečných dílech použitých na funkčním vzorku. Oproti tomu trojrozměrné modely v přílohách jsou vypracovány s vysokou přesností, z důvodu použití těchto modelů při návrzích jednotlivých komponent zavěšení. Testování tuhosti metodou MKP má spíše jen informativní charakter a výsledky z ní byly využity pouze pro představu o namáhání částí rámu a závěsu předního kola. Poslední částí práce měly být testovací jízdy na skutečném motocyklu opatřeném variabilní geometrií podvozku. Tyto jízdní zkoušky byly zkrácené na pouze několik testovacích jízd. Tato diplomová práce tedy nevypovídá o výsledku návrhu v plné míře. Testování a konstrukční vylepšení by měly pokračovat a zbytek práce by měl být náplní navazujícího doktorantského studia na Vysoké škole báňské – Technické univerzitě Ostrava.

Seznam použitých zkratk

ABS (Antilocking Brake System)

Elektronický systém řízení brzdného účinku zamezující blokování kol. Je schopen při prudkém brzdění na kluzkém povrchu s určitou odchylkou udržovat brzdnu sílu na mezi adheze.

CAN-Bus (Controller Area network – bus)

Sériová datová sběrnice používaná u automobilů a některých moderních motocyklů. Data jsou šířena digitálně v tzv. rámcích. Šíří se mezi jednotkami a zabezpečení proti poruše přenosu je řešeno pomocí druhého vodiče (inverzní tvar datového signálu), čímž se eliminuje chyba vznikající elektromagnetickými poli.

CBS (Combined Brake System)

Systém brzd, kde přední i zadní brzda jsou částečně spřaženy. Brzdná síla je mezi kola dělena.

ECU (Electronic Control Unit)

Elektronická řídicí jednotka (někdy též ECM, CPU = E.C.Modul)

ESA (Electronic Suspension Adjustment)

Elektronicky nastavitelný podvozek dle stylu jízdy použit poprvé na BMW K 1200 S

HESD (Honda Electronic Steering Damper)

Elektronicky řízený tlumič řízení motocyklu.

SDMS (Suzuki Drive Mode Selector)

Řídicí jednotka zapalování/vstřikování má uloženy tři odlišné mapy pro různé styly jízdy.

HMAS (Honda Multi-Action System)

Zdokonalený systém pružení a tlumení podvozku pro vyšší komfort a bezpečnost.

TPMS (Tyre Pressure Monitoring System)

Systém kontroly úniku tlaku z pneumatik motocyklu.

USD vidlice (Upside down front fork)

Přední teleskopická vidlice s obrácenou konstrukcí oproti klasické přední vidlici.

Seznam použitých pramenů

Literatura a odborné časopisy

- 1) Prof. Ing. František Vlk, DrSc.: Teorie a konstrukce motocyklů 1, Brno 2004
- 2) Prof. Ing. František Vlk, DrSc.: Teorie a konstrukce motocyklů 2, Brno 2004
- 3) Ing. B. Žďánský, Ing. Z. Jan: Automobily 1., Brno: Avid s.r.o. 2000
- 4) Hugo Wilson: Velká kniha o motocyklech, Londýn 1993
- 5) Kawasaki Aftermarket: Kawasaki ZXR400L Service Repair Manual
- 6) Doc. Ing. K. Kaláb Ph.D: Části a mechanismy strojů pro bakaláře, Ostrava 2008
- 7) Dr. Ing. J. G. Trmal: Rozbor extrémních dynamických stavů strojů a mechanismů, Praha 2004

Webové zdroje

- 8) Wikipedie otevřená encyklopedie, dostupná na <<http://cs.wikipedia.org>>
- 9) Webové stránky zabývající se aerodynamikou <<http://www.exa.com>>
- 10) Webové stránky konstruktéra Tonyho Foale <www.tonyfoale.com>
- 11) Webové stránky BMW <www.bmw-motorrad.pl>
- 12) Atoma-http://www.odbornecasopisy.cz/index.php?id_document=31365
automatizační technika – pohybové šrouby

Používaný software

- a) AutoCAD Mechanical 2010
- b) Autodesk Inventor Professional 2010
- c) Ansys Workbench v11

Informace k přílohám

Obsahem příloh jsou vytvořené protokoly z měření, dílenský manuál na motocykl Kawasaki ZXR 400L, výkresová dokumentace v podobě 3D modelů v prostředí Inventor, částečná výkresová dokumentace pro tvorbu odlitků hliníkových prvků zavěšení a závěrem modely testování v prostředí Ansys Workbench.

Poděkování

V závěru této diplomové práce bych rád poděkoval hlavně mým rodičům, kteří mě podporují ve studiu. Další poděkování bych rád vyjádřil vedoucímu práce panu Ing. Michalu Richtáři, za poskytnutí nezbytných informací pro tvorbu této práce. Rád bych také poděkoval všem, kteří se na projektu podíleli. A to, ať už svými radami a zkušenostmi, nebo přímo při tvorbě funkčního modelu. Stavba tohoto modelu byla spolufinancována z grantu, za jehož sjednání a finanční podporu také děkuji. V poslední řadě bych rád poděkoval Jiřímu Polesovi, který poskytnul motocykl Kawasaki ZXR 400L k měření a testování. Těmto všem tedy patří mé díky a s některými z těchto lidí se těším na další spolupráci.

Bc. Jakub Šmiraus